



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

HYDRODYNAMICKÁ BRZDA

HYDRAULIC RETARDER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Marie Ryšková

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Roman Klas, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Studentka: **Bc. Marie Ryšková**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Fluidní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Roman Klas, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Hydrodynamická brzda

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Diplomová práce mapuje základní dostupné systémy brzd pracujících na hydraulickém principu a popisuje hlavní rozdíly mezi jednotlivými funkčními typy. Primárně je však práce zaměřena na tzv. hydrodynamickou brzdou a na pracovní okruh, ve kterém tato brzda pracuje. Vymezuje smysluplnou oblast použití hydrodynamických brzd především v nákladních a dopravních strojích na podkladu základních pohybových rovnic. Rovněž provádí rozbor komponent hydraulického okruhu a zmiňuje jejich jednoduché jednorozměrné matematicko–fyzikální modely. Největší pozornost je však věnována samotnému retardéru, kde se soustředí na základní návrh hlavních funkčních částí brzdy a na CFD simulaci brzdy s ohledem na provoz a rovnoměrné plnění brzděče.

Cíle diplomové práce:

Studentka v práci představí hlavní výhody a nevýhody hydrodynamického retardéru ve srovnání s ostatními typy brzd využívajících hydraulický princip. Pro modelovou situaci definovanou především parametry brzděného stroje provede základní návrh hydraulické sekce hydrodynamického retardéru. Je tím míněna zejména hlavní funkční část brzděče tvořená miskovými segmenty, které následně podrobí CFD simulaci a otestuje možnosti jejich plnění s ohledem na předpokládanou optimální funkčnost zařízení. Výstup bude tvořit rozbor proudového pole v segmentech. V práci budou uvedeny rovněž hlavní jednorozměrné modely zbylých částí okruhu, na jejichž podkladě budou testovány možnosti celého zařízení. Stejně tak bude zhodnocen vliv teploty na provoz zařízení, tj. především vliv teploty na vlastnosti pracovního média.

Seznam doporučené literatury:

WOLF, Mauricio, Alois HEBKÝ a Josef FENCL. Hydraulické spojky a měniče. Praha: SNTL, 1965.

KOPÁČEK, Jaroslav a Bohuslav PAVLOK. Tekutinové mechanismy. 3. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2011. ISBN 978-80-248-2405-5.

LIŠKA, Antonín a Pavel NOVÁK. Technika stlačeného vzduchu. Praha: České vysoké učení technické, 1999. ISBN 80-010-1947-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Práce je zaměřena na návrh a CFD simulaci proudění v hydrodynamické brzdě s uvažováním tepelného toku. Vznik tepla při brzdění hydraulickou brzdou výrazně ovlivňuje velikost vytvářeného momentu. Cílem práce je navrhnout a pomocí simulace ověřit brzdný moment vznikající na rotujícím kole brzdy. V úvodu je v práci představena skupina brzd, do které se hydraulická brzda řadí. Další část je věnována návrhu modelu brzdy vycházející ze skutečné hydraulické spojky. Následuje nastavení CFD simulace a vyhodnocení výsledků simulace. V práci je také uvedený jednoduchý matematický model pro plnění brzdy olejem pomocí stlačeného vzduchu.

Klíčová slova

hydraulická brzda, brzdící moment, CFD simulace

ABSTRACT

This thesis is devoted to the design of hydraulic retarder, with emphasis on CFD simulation. The thesis is based on simulation of flow in hydraulic retarder with included transformation of heat. The generation of heat at breaking with hydraulic retarder significantly influences amount of created moment. With use of simulations the anticipated breaking moment emerging on break of a spinning wheel from the design is verified. A group of brake models, in which the hydraulic break belongs to, is introduced in the beginning chapters. This following chapter focuses on design of simulation model that corresponds with the process of breaking. Simple 1D mathematical model for filling the brake with oil using compressed air is introduced.

Key words

hydraulic retarder, breaking momentum, CFD simulation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

RYŠKOVÁ, Marie. *Hydrodynamická brzda*. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/117161>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Roman Klas.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Hydrodynamická brzda vypracovala samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

24. května 2019

Datum

Marie Ryšková

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych chtěla poděkovat panu Ing. Romanu Klasovi, Ph.D. za vedení, rady, připomínky a trpělivost, která ho provázela během psaní této diplomové práce. Dále bych chtěla poděkovat své rodině, přítelovi a nejbližším přátelům za motivaci a podporu při psaní.

OBSAH

1	Odlehčovací brzdy	11
1.1	Motorová brzda	11
1.2	Výfuková brzda	12
1.3	Elektromagnetická vířivá brzda	12
1.4	Hydrodynamická brzda	13
1.4.1	Princip zařízení	14
1.4.2	Oblast použití	15
1.4.3	Pracovní okruh hydraulické brzdy	16
2	Teorie proudových spojek	17
2.1	Ztráty proudící kapaliny	20
2.2	Energetická bilance	22
2.3	Přenesený moment	24
2.4	Hydraulická podobnost	25
3	Návrh hydrodynamické brzdy	26
3.1	Výchozí spojka	26
3.1.1	Typ použitého oleje	27
3.2	Modelová situace	29
3.3	Model brzdy	33
4	Jednorozměrný model plnění brzdy	35
5	CFD simulace	39
5.1	Výpočetní síť	39
5.2	Nastavení řešiče Fluent	48
5.3	Použitý materiál	48
5.4	Okrajové podmínky	50
6	Výsledky simulace	53
	DISKUZE	59
	ZÁVĚR	60
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	61
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	64

ÚVOD

Se zvyšujícími se možnostmi rychlosti jízdy je potřeba také zvyšovat efektivitu brzdění a optimalizovat výkon brzdící soustavy. Brzdy v nákladních a dopravních strojích mají zásadní vliv na celkový průběh a bezpečnost jízdy. Základním principem brzdění je přeměna kinetické energie na tepelnou, ve většině případů způsobena třením mezi rotujícími a pevnými částmi motorového vozidla. Vedle hlavních brzd se ve vozidlech používají pomocné, takzvané odlehčovací brzdy. Jednou z těchto brzd je hydrodynamická brzda, která brzdí nápravu vznikem momentu vlivem proudění kapaliny. Právě proudění uvnitř brzdy je předmětem práce.

Hlavní provozní brzdy ve vozidlech fungují na principu přenášení tlaku. Tlak vytvářený na pístu hlavního válce, vyvolaný zamáčknutím pedálu, se šíří kapalinou do celého brzdového systému. Tento tlak následně způsobuje v jednotlivých ústrojích kol přitlačné síly, které způsobují brzdění vozidla. Kapalina zprostředkovává přenos tlaku na komponenty způsobující brzdění jednotlivých kol. V pomocné hydrodynamické brzdě je kapalina použita pro vytváření brzdného momentu, který brzdí rotující část soustavy a zpomaluje nápravu vozidla přímo nebo převodem. [1]

Kromě principů a porovnání používaných pomocných brzd se práce zabývá odlehčovací hydrodynamickou brzdou. Hydrodynamická brzda je konstrukčně i principem stejná jako hydraulická spojka se zastaveným turbínovým kolem. Cílem práce je navrhnout brzdu a provést simulaci s použitím energetických rovnic za účelem získání brzdného momentu. Pro návrh brzdy je zvolený přístup s použitím charakteristiky skutečné hydraulické spojky v bodě, který odpovídá stavu brzdy. Z navržených parametrů je vytvořen 3D zmenšený model brzdy, který je dále použit pro vytvoření domény na CFD simulaci.

Simulace proudění kapaliny hydraulickou brzdou je provedena v programu ANSYS Fluent. Při výpočtu jsou navíc také aktivovány energetické rovnice popisující tepelný tok.

1 Odlehčovací brzdy

K brzdění nákladních a dopravních strojů se používá brzdová soustava, která se podle účelu brzdění dělí na provozní, nouzovou, parkovací a zpomalovací brzdovou soustavu. Brzdové soustavy slouží ke snižování rychlosti vozidla, k jeho úplnému zastavení, k zajištění stojícího vozidla nebo jako náhradní brzdící systém při poruše hlavního brzdového systému. Zpomalovací brzdová soustava se používá jako pomocná soustava, zejména pro vozidla s vysokou hmotností, k přibrzdování například dlouhých klesání. [2]

Část brzdy poháněna nápravou vozidla je u odlehčovacích brzd zpomalována jinak než třením, nedochází tolik k opotřebování materiálu působením abraze. Proto jsou odlehčovací brzdy vhodné při potřebě dlouhodobého brzdění, kdy jsou provozní brzdy odlehčeny a použity pomocné brzdy. Neslouží však k úplnému zastavení pohybujícího se vozidla. [2] [3]

Provozní brzdy při používání odlehčovacích brzd zůstávají v klidu a poskytují dostatečnou rezervu na případné rychlé dobrzdění. Odlehčením provozních brzd je zvýšena životnost jejich komponentů a dochází ke snížení tepelného zatížení. Pomocné brzdy pracují bez opotřebení, zvyšují životnost pláště pneumatik udržováním nízkých teplot provozních brzd a také šetří palivo. Různé druhy odlehčovacích brzd používají odlišné prostředky zpomalení. [2] [3]

1.1 Motorová brzda

Zdrojem brzdného momentu motorové brzdy je stlačený vzduch. Motor se přemění na vzduchový kompresor změnou časování výfukového ventilu. Při expanzní fázi chodu dieselového motoru tak vzniká podtlak a zvyšuje se odpor motoru, který vytváří brzdný účinek. Stlačený vzduch je odpuštěn do otevřeného nebo uzavřeného výfukového potrubí. Brzda je aktivní při zařazeném rychlostním stupni a nejvyšší účinnosti dosahuje při vysokých otáčkách motoru. [3] [4]

Mezi výhody a nevýhody motorové brzdy patří:

- | | |
|-----------------------------------|---|
| + konstrukčně jednoduché zařízení | – hlučný chod brzdy |
| + tepelně nenáročné | – účinnost limitována velikostí motoru, výší otáček, kompresním zdvihem |

1.2 Výfuková brzda

U výfukové brzdy je brzdný moment vytvářen stlačeným vzduchem vzniklým omezením úniku spalin ve výfukovém potrubí. Podporuje tak samo-brzdící účinky motoru při zařazeném rychlostním stupni. Brzdění je řízeno klapkou přidanou do výfukového potrubního systému, která je zobrazena na Obr. 1. [2]

Výhody a nevýhody použití výfukové brzdy:

- | | |
|--|-----------------------------------|
| + méně hlučná než brzda motorová | – nižší účinnost zařízení |
| + konstrukčně jednoduché zařízení | – může docházet k vibracím motoru |
| + udržuje konstantní teplotu motoru a tím zvyšuje jeho účinnosti | |



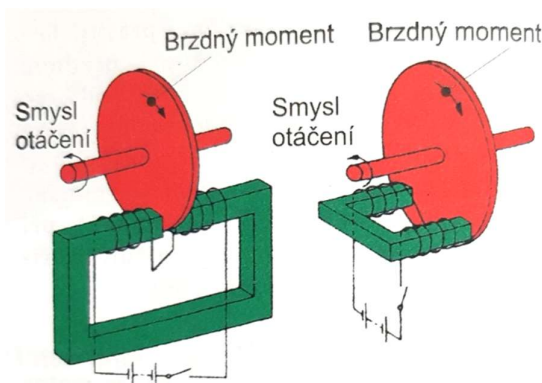
Obr. 1: Klapka používaná ve výfukové brzdě. [5]

1.3 Elektromagnetická vířivá brzda

K brzdění vozidla dochází při použití elektromagnetické brzdy vlivem vířivých proudů, které vznikají mezi rotujícím kovovým diskem a elektromagnety na statoru. Retardér je možné regulovat změnou velikosti napájení elektromagnetů a tím řídit intenzitu magnetického pole, která je přímo úměrná brzdnému výkonu retardéru. Indukované magnetické pole působí proti pohybu otáčení kotouče a tím brzdí jeho pohyb. Mechanická energie je přeměňována na tepelnou. Brzda je chlazena chladicími lopatkami na rotoru. Princip činnosti elektromagnetické brzdy je zobrazen na Obr. 2. Problém nastává při dlouhodobém užívání zařízení, kdy se elektromagnet zahřeje na mezní teplotu, při které se jeho elektrické a magnetické vlastnosti přemění. [2] [4]

Výhody a nevýhody elektromagnetického retardéru:

- | | |
|--------------------------|--|
| + velký brzdný moment | – vysoká hmotnost |
| + snadná regulovatelnost | – vysoká cena |
| | – není možné použít na dlouhotrvající brzdění, protože dochází ke změně elektromagnetických vlastností |



Obr. 2: Princip elektromagnetické brzdy [2]

1.4 Hydrodynamická brzda

Jednou z nejpoužívanějších odlehčovacích brzd je hydrodynamická brzda. Při použití hydrodynamické brzdy dochází k brzdění vlivem třecího momentu vzniklého z působení viskózních sil na rozhraní kapaliny a kovu.

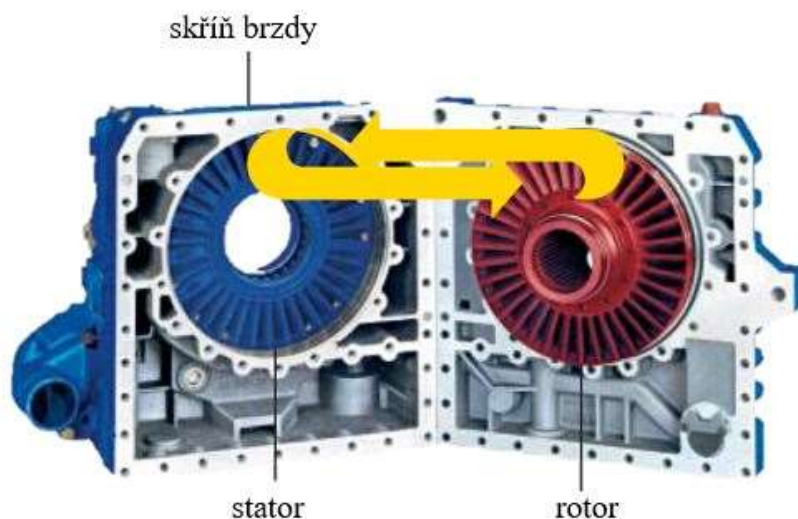
Princip fungování vychází z hydraulické spojky. Zařízení se skládá ze dvou lopatkových kol, statoru a rotoru. Stator je pevně spojený se skříní brzdy. Proti statoru se otáčí rotor, který je spojený s hřídelí podvozku. Rozložený pohled na oběžná kola je zobrazen na Obr. 3.

Do komory oběžných kol je při signálu k brzdění vháněna kapalina, která je rotorem urychlována proti pevným lopatkám statoru. Od statoru kapalina cirkuluje zpět do rotujícího oběžného kola.

Brzděním pomocí hydrodynamické brzdy je možné dosáhnout značně vyšších hodnot brzdícího momentu než u ostatních odlehčovacích brzd. Navíc je celý proces plynulý a velikost momentu je možné regulovat procentem zaplnění pracovních komor kapalinou, a u některých konstrukcí také vzdáleností mezi oběžnými koly. [2] [6] [7]

Mezi hlavní výhody a nevýhody hydrodynamického retardéru patří:

- | | |
|---|--------------------------------|
| + plynulý a tichý chod | – konstrukčně složité zařízení |
| + vysoký brzdný účinek při vysokých rychlostech vozidla | – vysoká cena |
| + nízká hmotnost konstrukce | |
| + možnost regulace velikosti brzdícího momentu | |



Obr. 3: Rozložení skříně retardéru [6]

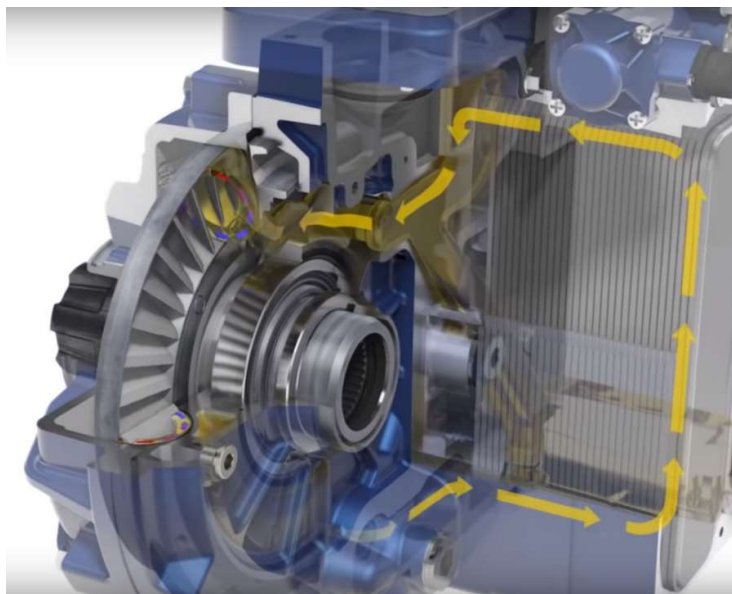
1.4.1 Princip zařízení

Funkce retardéru je aktivována buď brzdovým pedálem, nebo ručně ovládanou páčkou pod volantem. Tím je vyslán signál do elektronické řídicí jednotky retardéru. Pracovní kapalina je do oběhu mezi rotor a stator dodávána stlačeným vzduchem nebo čerpadlem. Doba odezvy se pohybuje v rozmezí od 0,3 do 2 s [4].

Rotující oběžné kolo svým pohybem urychluje kapalinu proti pevným lopatkám statoru. Na rozhraní kapaliny a kovu vzniká smykové napětí, které je důsledkem viskozity kapaliny. Viskózní síly vytváří třecí moment, který působí proti momentu rotoru. Nezávisle na viskózních silách vzniká v kapalině také tlakový moment. Celkový moment je potom tvořený momentem od viskózních a tlakových sil. Výsledkem je, že rotor a výstupní hřídel, se kterou je spojený, se zpomalují. Zpomalováním hřídele rotoru se zpomaluje náprava a tím i celé vozidlo. [8] [9]

Důsledkem třecího momentu od viskózních sil kapaliny je vznik tepla. Teplo je odváděno kapalinou, která musí být ochlazována pro správnou činnost brzdy. K výměně tepla dochází ve výměníku, který je připojen k retardéru, nebo v chladicím systému vozidla. Chladicí systém hydrodynamické brzdy je limitující pro její výkon, jelikož vysoké teploty používaného média mohou ničit těsnění stroje a snižovat jeho účinnost. [7] [8] [9]

Na Obr. 4 je zobrazeno proudění kapaliny hydraulickým zařízením vyráběným společností Voith. V tomto případě je výměník pro ochlazování kapaliny připojen k retardéru. Šipky znázorňují směr proudění pracovního média v oběhu hydrodynamické brzdy. Teplota kapaliny musí být vždy monitorována, protože příliš vysoké teploty kapaliny mohou ničit těsnění a nepříznivě ovlivňovat velikost brzdného momentu. [7] [8] [9]



Obr. 4: Výřez simulace proudění v modelu Voith Retardér VR, převzato z [8]

Po každé brzdící operaci musí být prostor retardéru vyprázdněn, aby nedocházelo k nežádoucímu brzdění. Doba vyprázdnění je jeden z důležitých bezpečnostních parametrů. Například při nutnosti použití protiblokovacího systému ABS je nejprve nutné retardér odpojit a vypustit, až potom začne protiblokovací soustava plnit svoji funkci. Během procesu hydrodynamické brzdy se nespotřebovává palivo, protože v motoru nedochází k jeho spalování. [7] [8]

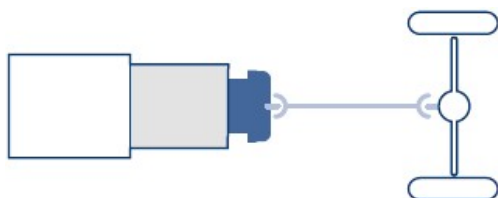
Pracovním médiem je ve většině případů minerální olej. Používá se zejména pro jeho mazací účinky, k ochraně systému proti korozi a díky dobré měrné tepelné kapacitě a vodivosti je to vhodné médium pro přenos tepla. Brzdný mechanismus může mít vlastní nádrž s olejem, nebo je retardér připojen k vaně motoru, popřípadě k nádrži automatické převodovky. Retardér vždy působí jen na jednu nápravu ve srovnání s provozními brzdami, které působí na všechny nápravy vozidla. [10]

1.4.2 Oblast použití

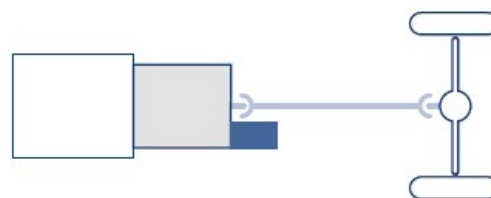
Retardér se používá zejména pro brzdění při vysokých rychlostech, kde dosahuje své nejvyšší účinnosti. U hydrodynamického retardéru je možné vyvolat brzdný moment, který vozidlo brzdí kontinuálně. Řidič je tak schopen udržovat konstantní rychlost i při jízdě z prudkého svahu. Hlavní výhodou hydrodynamické brzdy je, že nedochází k opotřebování brzdících součástí při souvislém používání. Běžné mechanické brzdy se při nepřerušovaném brzdění přehřívají, to může vést ke ztrátě brzdného účinku, vzniku trhlin v materiálu a ke snižování životnosti zařízení. Zejména vozidla s těžkými náklady a vyššími hmotnostmi potřebují kvůli bezpečnosti provozu a jeho účastníků prostředek k souvislému brzdění. Hydrodynamické brzdy se tedy uplatňují převážně u nákladních automobilů, autobusů či velkých dodávek. [2] [8]

Retardéry jsou integrovány do brzdného systému vozidla. Používají se dva způsoby umístění odlehčovací brzdy:

- Inretardér – kapalinový retardér je umístěný přímo na převodovce vozidla znázorňující na Obr. 5.
- Sekundární retardér – retardér je na spojovací hřídeli vozidla spojený ozubeným soukolím s převodovkou, viz Obr. 6. [2] [6]



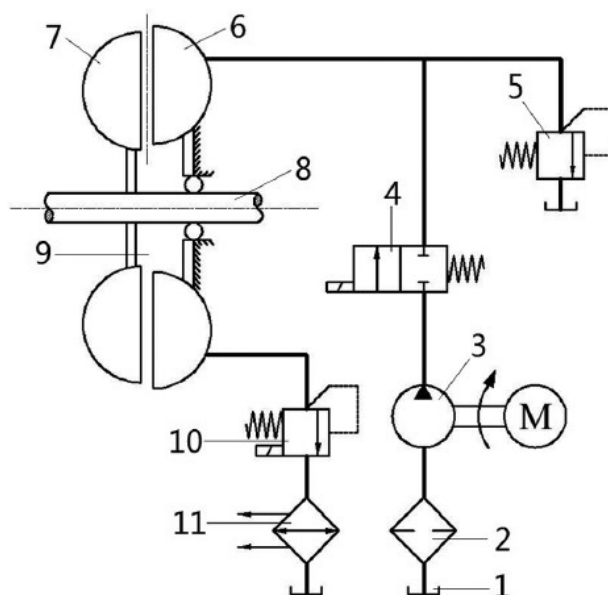
Obr. 5: Umístění retardéru na hřídeli převodovky [6]



Obr. 6: Umístění retardéru mimo převodovku [6]

1.4.3 Pracovní okruh hydraulické brzdy

Základní rozdělení hydraulického retardéru je na těleso retardéru, ovládací prvky a elektronické řídicí jednotky. Na Obr. 7 je zobrazen příklad hydraulického okruhu retardéru poháněný čerpadlem označeným pod číslem 3. Aktivace retardéru, který je označen číslem 9, nastává po použití pedálu, popřípadě páčky pod volantem. Tím je z elektronické řídicí jednotky vyslán signál do dvoupozicového jednocestného kontrolního ventilu vyobrazeného na pozici 4, čímž je zahájeno čerpání oleje do statorové části retardéru označené pozicí 6. Z retardéru vytéká olej do chladiče označeného číslem 11. Plnění pracovní komory kapalinou bývá zpravidla regulováno elektromagnetickým pojistným ventilem, který je označen číslem 10. Pojistný ventil vytváří zpětný tlak pro omezení průtoku na výtoku a zároveň reguluje plnicí poměr pracovní komory. Pozice 5 zobrazuje tlakový regulační ventil, který reguluje celkový tlak v systému. [11]



Obr. 7: Pracovní okruhy hydrodynamického retardéru poháněný čerpadlem [11]

2 Teorie proudových spojek

Uvedená kapitola a její podkapitoly jsou zpracovány na základě literatury [12].

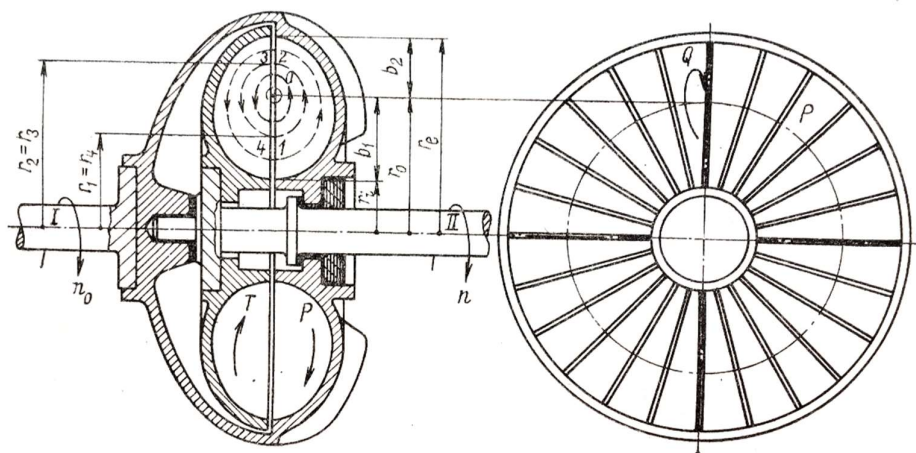
Hlavní charakteristikou pro hydrodynamickou brzdu je její maximální brzdňý moment, kterého je schopna dosáhnout. Cílem práce je navrhnout model hydraulické sekce hydrodynamické brzdy na její maximální moment a ověřit velikost momentu pomocí CFD simulace.

Přístupů ke stanovení brzdňého momentu je více. Jednou z možností je vyjádření momentu z Navier-Stokesovy rovnice. Navier-Stokesova rovnice vyjadřuje silovou rovnováhu, pro získání momentu je rovnice vynásobena elementárním objemem dV a vektorově vynásobena ramenem. Výsledkem je vztah pro momentovou rovnováhu elementárního objemu. Dalšími úpravami je možné vyjádřit moment působící na plochu pohybujícího se tělesa.¹

Další možností je stanovení brzdňého momentu na základě pohybové rovnice vozidla s uvažovanou hydraulickou brzdou. V práci byl zvolen přístup pro získání brzdňého momentu z pohybové rovnice.

Základní mechanismus fungování hydrodynamické brzdy vychází z principu hydraulické spojky. Pro návrh byly jako výchozí parametry použity charakteristiky a základní rozměry skutečné hydraulické spojky.

Hydraulická spojka se skládá ze dvou oběžných kol, kdy hnací kolo je označováno jako čerpadlo. Čerpadlo je uloženo na klikové hřídeli a je spojeno s motorem automobilu. Čerpadlo prostřednictvím kapaliny roztáčí turbínu. Turbína je spojena s převodovkou vozidla. Hydraulická spojka slouží k přenosu krouticího momentu z motoru na převodovku pomocí pracovní kapaliny. Schéma spojky je zobrazeno na Obr. 8. [13] [14]



Obr. 8: Princip hydraulické spojky [12]

Moment přiváděný na vstupní hřídel musí být stejně velký jako moment odebíraný z výstupní hřídele. Výkon je roven součinu krouticího momentu a otáček. Při rozdílném počtu otáček mezi hnanou a hnací hřídelí musí být výkon odváděný vždy menší než výkon přiváděný.

¹ Postup vyjádření momentu z Navier-Stokesovy rovnice viz práce [37].

Rozdíl výkonu na obou hřídelích je roven ztrátě výkonu, která je přímo úměrná rozdílu počtu otáček obou hřídelí.

Rozdíl počtu otáček mezi čerpadlovou a turbínovou hřídelí je vyjádřen rovnicí 2.1. Tento parametr se nazývá skluz a patří k základním charakteristikám hydraulických spojek.

$$e = 100 \left(\frac{n_0 - n}{n_0} \right) = 100 \left(1 - \frac{n}{n_0} \right) = 100(1 - i) \quad 2.1$$

kde

- n – výstupní otáčky na čerpadlové hřídeli [min^{-1}]
- n_0 – vstupní otáčky na turbínové hřídeli [min^{-1}]
- i – převodový poměr [-]

Spojky se navrhují na provoz při jmenovitém počtu otáček hnacího motoru tak, aby bylo dosaženo vždy 2 – 3% skluzu nebo méně [12]. Tak je hydraulická spojka schopna převádět jmenovitý moment.

Druhým z hlavních parametrů hydraulické spojky je její účinnost. Při zanedbání velmi malého vlivu mechanických třecích ztrát vnějších ložisek a vlivu možného odporu vzduchu od chladících žebër, který je v poměru ke jmenovitému výkonu také zanedbatelně malý, lze účinnost uvažovat jako poměr užitečného výkonu na hnané hřídeli P k přivedenému výkonu na hnací hřídeli P_0 . Jelikož moment M_0 , který je přiváděn na hnací hřídel, musí být roven momentu M odváděnému na hnanou hřídel, lze rovnici pro účinnost psát rovnu poměru otáček i .

$$\eta = \frac{P}{P_0} = \frac{M \cdot n}{M_0 \cdot n_0} = \frac{n}{n_0} = i \quad 2.2$$

V mezním stavu, kdy skluz $e = 100 \%$ a otáčky na turbíně $n = 0$, se jedná o princip hydrodynamické brzdy.

Tab. 1: Hlavní parametry mezního stavu hydraulické spojky odpovídající hydrodynamické brzdě

$n = 0$	$e = 100 \%$	$\eta = 0 \%$
---------	--------------	---------------

Proudění kapaliny mezi čerpadlem a turbínou je schematicky naznačeno na Obr. 8. Otáčením čerpadla se částčky kapaliny posouvají ve směru zevnitř ven. Kapalina proudí z bodu 1 označeného jako vstup do čerpadla do bodu 2, který označuje výstup z čerpadla. Potom proudí bodem 3 označeným jako vstup do turbíny a vystupuje z turbíny bodem 4. Hmota kapaliny získává potřebný moment přivedením vnější energie z hnacího motoru čerpadla. Protékáním kanálků turbínového kola je kapalina nucena změnit svůj směr. Tato změna vyvolává krouticí moment na turbíně a tím roztáčí oběžné kolo turbíny. Turbína na základě velikosti momentu a otáček odevzdává tomu úměrný výkon.

Moment od kapaliny v čerpadle je roven:

$$M_{\check{c}} = \rho Q(r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}) \quad 2.3$$

kde

$M_{\check{c}}$	– moment na hřídeli turbíny [Nm]
ρ	– hustota kapaliny [kg/m ³]
Q	– průtok čerpadlem [m ³ /s]
r_1	– poloměr bodu vstupu kapaliny do čerpadla viz Obr. 8 [m]
r_2	– poloměr bodu výstupu kapaliny z čerpadla viz Obr. 8 [m]
c_{u1}	– unášivá složka rychlosti v bodě vstupu kapaliny do čerpadla [m/s]
c_{u2}	– unášivá složka rychlosti v bodě výstupu kapaliny z čerpadla [m/s]

Výkon přiváděný na čerpadlo je potom:

$$P_{\check{c}} = \rho Q(r_2 c_{u2} \omega_0 - r_1 c_{u1} \omega_0) = \rho Q(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) \quad 2.4$$

kde

ω_0	– radiální rychlost čerpadla [rad/s]
u_1	– unášivá rychlost v bodě vstupu kapaliny do čerpadla [m/s]
u_2	– unášivá rychlost v bodě výstupu kapaliny z čerpadla [m/s]

Analogicky lze odvodit rovnici pro výkon odváděný z turbíny:

$$P_T = \rho Q(r_3 c_{u3} \omega - r_4 c_{u4} \omega) = \rho Q(u_3 c_{u3} - u_4 c_{u4}) \quad 2.5$$

kde

ω	– radiální rychlost turbíny [rad/s]
r_3	– poloměr bodu vstupu kapaliny do turbíny viz Obr. 8 [m]
r_4	– poloměr bodu výstupu kapaliny z turbíny viz Obr. 8 [m]
u_3	– unášivá rychlost v bodě vstupu kapaliny do turbíny [m/s]
u_4	– unášivá rychlost v bodě výstupu kapaliny z turbíny [m/s]

Při uvažování rovinných lopatkových kanálů se absolutní rychlosti na výstupu z oběžného kola a na vstupu do oběžného kola sobě rovnají, tedy platí $c_1 = c_4$ a $c_2 = c_3$. Potom lze rovnice 2.4 přepsat do tvaru:

$$P_{\check{c}} = \rho Q(u_2^2 - u_1 u_4) \quad 2.6$$

Z pohledu mezního stavu hydraulické brzdy je unášivá složka u_4 v bodě výstupu kapaliny z turbíny nulová. Rovnice výkonu na čerpadle je v tomto případě:

$P_{\check{c}} = \rho Q u_2^2$	2.7
--------------------------------	-----

2.1 Ztráty proudící kapaliny

Při proudění média v lopatkových segmentech dochází ke ztrátám vlivem vnitřního kapalinového tření a vstupního rázu. Výkon ztracený vnitřním kapalinovým třením P_ρ je vyjádřen:

$$P_\rho = \rho Q Y = \rho Q \lambda^* \frac{w^2}{2} \quad 2.8$$

kde

Y	– měrná energie kapaliny [J/kg]
λ^*	– koeficient kapalinového tření [-]
w	– střední relativní rychlost kapaliny na výstupu z kanálu čerpadlového kola [m/s]

Při zavedení účinnosti $\eta_\rho = 1 - \frac{P_\rho}{P_\zeta}$ lze z rovnice 2.8 vyjádřit bezrozměrný koeficient kapalinového tření:

$$\lambda^* = 2(1 - \eta_\rho) \frac{u_2^{*2}}{w^2} \quad 2.9$$

kde u_2^* označuje jmenovitou unášivou rychlost v bodě 2. Koeficient kapalinového tření zahrnuje ztráty způsobené konečným počtem lopatek. Teorie konečného počtu lopatek předpokládá, že lopatky nejsou nekonečně husté ani nekonečně tenké. Proudnice² tak nemohou být vedeny rovnoběžně v lopatkových kanálech a tedy nesouhlasí se směry konstrukčních úhlů lopatek.

Díky různým překážkám v proudění kapaliny vznikají také ztráty vstupním rázem. Za překážky jsou považovány pevné stěny a víry, které maří energii proudící kapaliny a nedovolují tak plynulý přechod. Proud kapaliny musí změnit směr nebo rychlost proudění. Takto ztracená energie se nedá mechanicky znovu získat, jelikož se přeměňuje v teplo. Vzniklé teplo ohřívá pracovní médium i ostatní kovové hmoty.

Ztrátová výška h_s v oběhu proudící kapaliny způsobená rázovou složkou se vypočítá ze vztahu:

$$h_s = \frac{(\bar{v}_2 - \bar{v}_1)^2}{2g} = \frac{w_s^2}{2g} \quad 2.10$$

kde

$$w_s = (\bar{v}_2 - \bar{v}_1) \quad \text{– geometrický rozdíl příslušných vektorů rychlostí označovaný jako rázová rychlost [m/s]}$$

Pro případ hydraulické spojky se místo rázové rychlosti w_s zavádí rázové rychlosti při vstupu do čerpadla a do turbíny ve tvaru:

$$w_{s\zeta} = u_1 - u_4 \quad 2.11$$

$$w_{sP} = u_2 - u_3 \quad 2.12$$

² Proudnice je myšlená křivka, ke které jsou rychlosti tečné.

Teoreticky je potom ztrátový výkon hydraulické spojky rázem kapaliny při přechodu z čerpadla do turbíny body $2 \rightarrow 3$ a z turbíny do čerpadla body $4 \rightarrow 1$ vyjádřen:

$$P_{S_{teor}} = \rho Q \frac{w_s^2}{2} = \rho Q \left[\frac{(u_1 - u_4)^2}{2} + \frac{(u_2 - u_3)^2}{2} \right] \quad 2.13$$

Obvodové rychlosti lze vyjádřit z geometrických poměrů hydraulického stroje za předpokladu $r_1 = r_4$ a $r_2 = r_3$:

$$u_1 = \frac{r_1}{r_2} u_2 \quad 2.14$$

$$u_3 = \eta u_2 \quad 2.15$$

$$u_4 = \frac{r_1}{r_2} u_3 = \eta \frac{r_1}{r_2} u_2 \quad 2.16$$

Rovnici 2.13 je možné upravit do tvaru:

$$P_{S_{teor}} = \rho Q \left[\frac{\left(\frac{r_1}{r_2} u_2 - \eta \frac{r_1}{r_2} u_2 \right)^2}{2} + \frac{(u_2 - \eta u_2)^2}{2} \right] \quad 2.17$$

Pro případ hydrodynamické brzdy je podle Tab. 1 $\eta = 0$, rovnice teoretického ztrátového výkonu způsobeného vstupním rázem pak přejde do tvaru:

$$P_{S_{teor}} = \rho Q \left[\left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \cdot \frac{u_2^2}{2} + \frac{u_2^2}{2} \right] = \rho Q \frac{u_2^2}{2} \left[\left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 + 1 \right] \quad 2.18$$

Teoretický ztrátový výkon uvažuje geometrii, kde jsou proudnice vzájemně rovnoběžné. Jestliže se vyskytne v proudu překážka, dojde k ostrému zlomu vlákn. V případě proudění kapaliny ve spojce nedochází k ostrým zlomům, protože proudnice nejsou rovnoběžné, ale tvoří plynulé průběhy. Proto je do výpočtu teoretické rázové hodnoty zaveden rázový faktor κ . Ztrátový výkon způsobený vstupním rázem P_S pro proudovou spojku bude proti teoretické rázové ztrátě menší, lze ho dopočítat podle vztahu:

$$P_S = \rho Q \frac{u_2^2}{2} \left[\left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 (1 - \eta)^2 \kappa_1 + (1 - \eta)^2 \kappa_3 \right] \quad 2.19$$

Uvažováním mezního stavu pro hydrodynamickou brzdou se získá vztah:

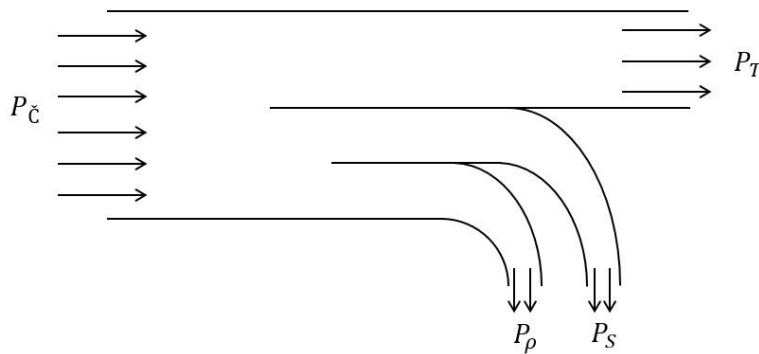
$$P_S = \rho Q \frac{u_2^2}{2} \left[\left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \kappa_1 + \kappa_3 \right] \quad 2.20$$

kde κ_1 a κ_3 jsou zavedené rázové faktory na vstupu do čerpadla (1) a na vstupu do turbíny (3).

Rázový faktor vyjadřuje, jak moc se ztrátová výška přeměňuje na teplo. Pro případ brzdy se uvažuje, že se přeměňuje celá hodnota ztrátové výšky a že hodnoty κ_1 a κ_3 jsou rovny 1.

2.2 Energetická bilance

Tok energie pro proudovou spojku se dá znázornit podle Obr. 9. Do stroje je přiveden výkon na čerpadle $P_{\check{c}}$, který je kapalinou odveden na turbínu ve formě výkonu na turbíně P_T . Bilance zahrnuje také ztrátový výkon ze ztráty kapalinovým třením P_{ρ} a výkon ztracený vstupním rázem P_S . Ztrátové výkony jsou odváděny v podobě tepla.



Obr. 9: Energetická bilance hydraulické spojky, převzato z [10]

Pro bilanci platí rovnice:

$$P_{\check{c}} - P_T = P_{\rho} + P_S \quad 2.21$$

V případě hydraulické brzdy je však výkon odváděný na turbíně nulový a tedy veškerý přivedený výkon na čerpadlo je zmařen.

$$P_{\check{c}} = P_{\rho} + P_S \quad 2.22$$

Z této rovnováhy dosazením za výkony vyjádřené dříve v rovnicích 2.7, 2.8 a 2.20 lze získat relativní rychlost kapaliny hydrodynamického retardéru:

$$w = u_2 \sqrt{\frac{\left\{ 2 - \left[\left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \kappa_1 + \kappa_3 \right] \right\}}{\lambda^*}} \quad 2.23$$

V rovnici pro energetickou bilanci 2.21 a 2.22 byla uvažována hodnota ztrátového výkonu způsobeného vstupním rázem zahrnující rázové faktory. Při použití teoretické hodnoty P_{Steor} je vyjádřením relativní rychlosti kapaliny v hydrodynamické brzdě získán vztah neuvážující rázové faktory:

$$w = u_2 \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}{\lambda^*}} \quad 2.24$$

Poměr středních poloměrů v bodě 1 a 2 je označován taky jako $\xi_r = \frac{r_1}{r_2}$.

Pro hmotnostní průtok kapaliny proudící v obvodu hydraulického stroje platí:

$$Q_m = \rho A w \quad 2.25$$

Kde A je meridiánový průřez, který je roven:

$$A = 2r_2 \pi b_2 \sigma = 2\pi \sigma \zeta_b r_2^2 \quad 2.26$$

kde

σ – koeficient beroucí v úvahu zmenšení průřezu konečnou tloušťkou lopatek [-]

ζ_b – poměr šířky kanálu b_2 na výstupu z čerpadla k poměru $r_2 \rightarrow \zeta_b = \frac{b_2}{r_2}$ [-]

Dosazením rovnice výkonu na čerpadle 2.7 do rovnice hmotnostního průtoku 2.25 je možné vyjádřit relativní rychlost kapaliny jako:

$$w = \frac{P_{\zeta}}{\rho A u_2^2} \quad 2.27$$

Pro vyjádření koeficientu kapalinového tření je z rovnice 2.27 vyjádřen poměr $\frac{u_2}{w}$ a dosazen do rovnice 2.9:

$$\lambda^* = 2(1 - \eta_{\rho}) \left[\frac{\rho A u_2^3}{P_{\zeta}} \right]^2 \quad 2.28$$

Unášivá rychlost je vyjádřena počtem jmenovitých otáček $u_2^* = 2\pi r_2 n_0^*$. Za meridiánový průřez A je dosazen vztah dle rovnice 2.26. Konečný vztah pro koeficient kapalinového tření v hydrodynamické brzdě, vyjádřený bez rázových faktorů, má tvar:

$$\lambda^* = 2(1 - \eta_{\rho}) \cdot [(2\pi)^4 \rho \sigma \zeta_b]^2 \cdot \frac{r_2^{10} n_0^{*6}}{P_{\zeta}^{*2}} \quad 2.29$$

2.3 Přenesený moment

Jednou z hlavních charakteristických veličin hydrodynamické spojky i brzdy je krouticí moment, přenášený strojem v závislosti na vstupním počtu otáček, účinnosti a příslušných geometrických rozměrech zařízení. Z rovnice pro výkon čerpadla v závislosti na vstupních otáčkách je možné vyjádřit moment ve tvaru:

$$M = \frac{P_{\check{c}}}{2\pi n_0} \quad 2.30$$

Výkon čerpadla lze vyjádřit porovnáním relativní rychlosti vyjádřené v rovnici 2.24 a 2.27 a dosadit do rovnice pro moment 2.30. Rychlost u_2 je vyjádřena v závislosti na otáčkách:

$$u_2 \sqrt{\frac{\left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2\right]}{\lambda^*}} = \frac{P_{\check{c}}}{\rho A u_2^2} \quad 2.31$$

$$P_{\check{c}} = \rho A u_2^3 \sqrt{\frac{\left\{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2\right\}}{\lambda^*}} = 2\pi \rho \sigma \zeta_b r_2^2 u_2^3 \sqrt{\frac{\left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2\right]}{\lambda^*}} \quad 2.32$$

$$M = \rho \sigma \zeta_b r_2^5 n_0^2 \sqrt{\frac{\left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2\right]}{\lambda^*}} \quad 2.33$$

Za porovnávací rozměr proudového stroje je považován vnější průměr vnitřního meridiánového profilu hydraulického pracovního prostoru D_e (viz Obr. 8 zobrazený prostřednictvím poloměru r_e), který je roven:

$$D_e = 2r_2 + b_2 \quad 2.34$$

Dosazením D_e do momentu v rovnici 2.33 se získá konečný vztah pro moment působící na hydrodynamickou brzdu:

$$M = \rho D_e^5 n_0^2 \frac{(2\pi)^3 \sigma \zeta_b \sqrt{\frac{[1 - \xi_r^2]}{\lambda^*}}}{2^5 \left(1 + \frac{\zeta_b}{2}\right)^5} \quad 2.35$$

kde vzniklý zlomek je označován jako momentový součinitel λ :

$$\lambda = \frac{(2\pi)^3 \sigma \zeta_b \sqrt{\frac{[1 - \xi_r^2]}{\lambda^*}}}{2^5 \left(1 + \frac{\zeta_b}{2}\right)^5} \quad 2.36$$

Konečná definice momentu působící na hydrodynamickou brzdu je:

$M = \rho D_e^5 n_0^2 \lambda$	2.37
--------------------------------	------

2.4 Hydraulická podobnost

Z rovnice 2.35 lze říci, že moment hydrodynamické brzdy je závislý pouze na vstupních otáčkách a dále na geometrických rozměrech stroje, nikoliv na výkonu, pro který byla dimenzována. Momentový součinitel je v rovnici 2.36 uvažován pro hydrodynamickou brzdou, tedy při 100 % skluzu a nulové účinnosti. Hodnota λ platí pro hydrodynamické brzdy, které zachovávají geometrický poměr odpovídajících rozměrů, tedy jsou-li si navzájem podobné.

Jedná se o hydraulickou podobnost. Podle té zachovávají proudnice dvou proudů kapaliny, které jsou vedeny stěnami kanálů libovolného tvaru, podobnou formu při stacionárním i při nestacionárním proudění právě tehdy, když podobnost zachovávají rozměry obou uvažovaných kanálů. Zároveň musí být rychlosti v odpovídajících si bodech a viskozita pracovní kapaliny v poměru k danému hlavnímu rozměru. To znamená, že musí vyhovovat Reynoldsově podobnosti. Tato podobnost vyjadřuje poměry akčních, popř. reakčních sil kapalinových částic, které se dynamicky účastní děje.

Tuto zákonitost lze použít i na proudové spojky popř. hydraulické brzdy za předpokladu splnění stejných provozních podmínek. Kromě geometrické podobnosti konstrukce zachovávají systémy stejný skluz. Vyjádření hydraulické podobnosti lze psát jako:

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{r_{01}^5 \cdot n_{01}^2}{r_{02}^5 \cdot n_{02}^2} = \left(\frac{r_{01}}{r_{02}}\right)^5 \left(\frac{n_{01}}{n_{02}}\right)^2 \quad 2.38$$

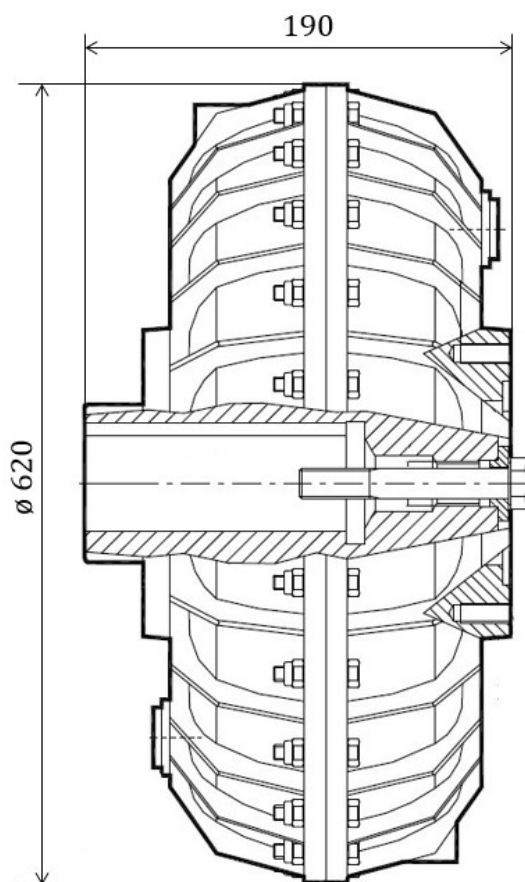
Teorie proudových spojek je založena na předpokladech uvedených v této kapitole. Zavedením jistých ideálních předpokladů lze ovšem tuto teorii vyvrátit. Pořád je to ale jediná popsaná teorie hydraulických spojek nejbližší podobná skutečnosti, a proto byla použita jako podklad pro návrh hydrodynamické brzdy.

3 Návrh hydrodynamické brzdy

Princip hydrodynamické brzdy vychází z mechanismu hydraulické spojky. Parametry skutečné spojky v mezním stavu při 100 % skluzu a základní rozměry spojky byly použity pro návrh hydrodynamické brzdy. Tento postup byl zvolen pro rychlejší odvození navrhovaných parametrů brzdy.

3.1 Výchozí spojka

Pro určení hlavních parametrů brzdy bylo potřeba získat charakteristiky a hlavní rozměry z již existující spojky. Pro účel této diplomové práce spojek poskytl data svého výrobku jeden z výrobců. Vybraná spojka je znázorněna na Obr. 10.

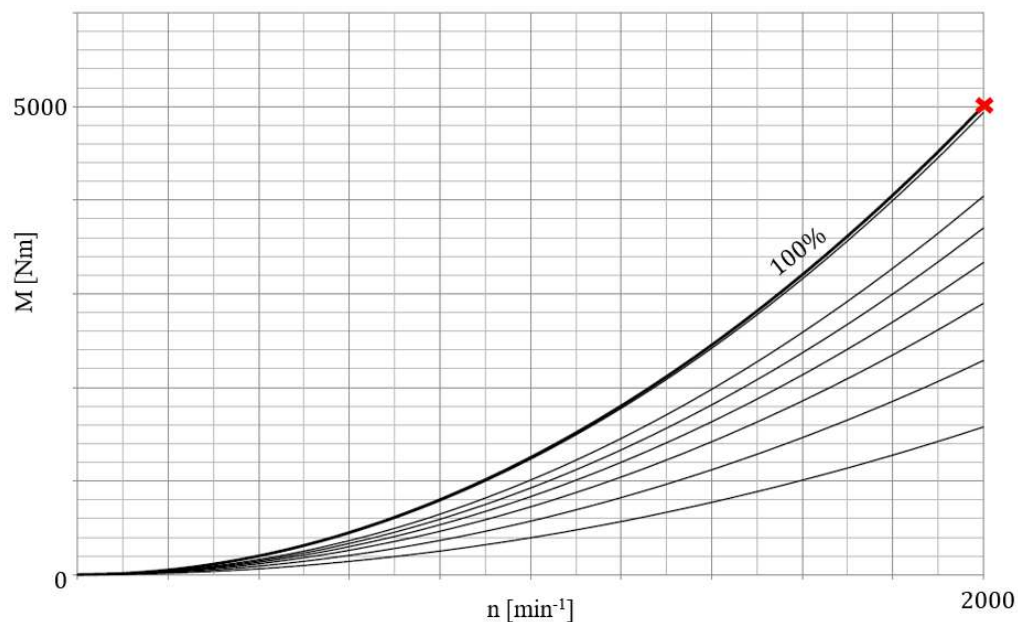


Obr. 10: Hydraulická spojka typu Rotofluid [15]

Hlavní parametry spojky jsou zobrazeny v Tab. 2. Hodnota maximálního momentu pochází z momentové charakteristiky zobrazené na Obr. 11.

Tab. 2: Hlavní parametry spojky [15]

Typ spojky	Rotofluid Alfa
Vnější průměr spojky	$\varnothing 620 \text{ mm}$
Vnější šířka spojky	190 mm
Dosažený moment při $s = 100\%$	$M_1 = 5000 \text{ Nm}$
Otáčky při maximálním momentu	$n = 2000 \text{ rpm}$
Typ používaného oleje	Energo HLP 22



Obr. 11: Momentová charakteristika výchozí spojky Rotofluid [14]

3.1.1 Typ použitého oleje

Volba pracovní kapaliny má pro hydraulický systém zásadní vliv na jeho parametry. Požadavkem na kapaliny používané ve vysoce namáhaných hydraulických systémech je jejich minimální degradace, aby nedocházelo ke změnám vlastností oleje s časem. Dále je potřeba stálá viskózní charakteristika oleje. Pracovní kapalina použitá v hydraulických brzdách:

- ovlivňuje mazací schopnosti systému
- má zásadní vliv na brzdny účinek retardéru
- je zpravidla citlivá na teplotu, přičemž vysoké teploty oleje mohou ničit těsnění

Nejvhodnější pro použití v hydraulických zařízeních jsou minerální oleje. Pro navrhovanou brzdu bylo uvažováno použití stejného oleje, jako se používá v případě výchozí spojky Rotofluid. Jedná se o minerální hydraulický olej určený pro vysoce namáhané hydraulické systémy, který odpovídá požadavkům na výkonnostní kategorii označovanou jako DIN 51 524 část 2 – HLP. Tyto oleje se vyznačují:

- ochrannou schopností proti mechanickému opotřebení
- dobrým viskózním indexem, který má vliv na příznivý průběh závislosti viskozity na teplotě
- jsou vhodné pro vysoce namáhané systémy na tlak a teplotu, jakými jsou hydraulické spojky a brzdy
- mají zvýšenou čistící schopnost kvůli dlouhým výměnným lhůtám, kdy může docházet ke kontaminaci s jinými látkami
- obsahují protioděrové složky, přísady proti korozi, látky zlepšující schopnost odlučovat vodu a přísady zvyšující viskózní index [15] [17] [10]

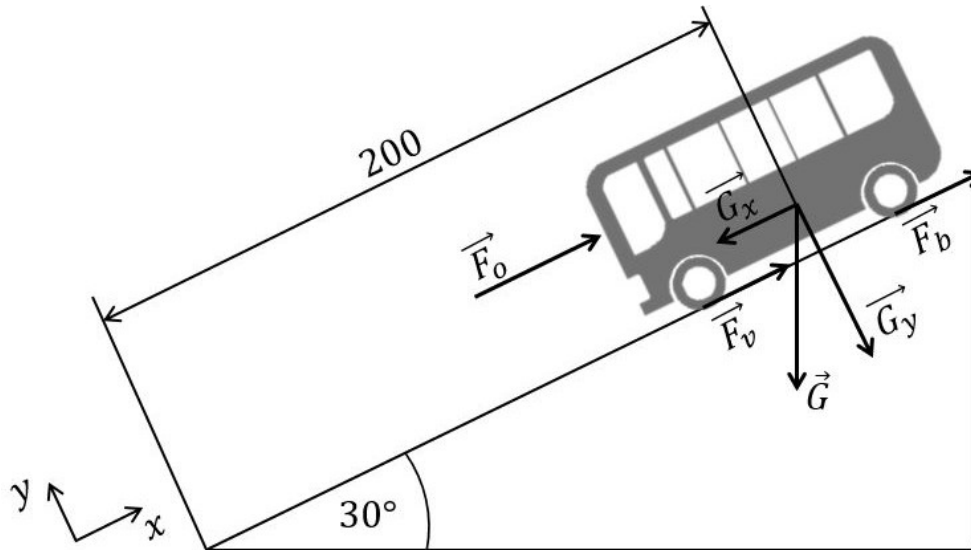
Některé vlastnosti uvažovaného oleje jsou uvedeny v Tab. 3.

Tab. 3: Vlastnosti oleje Energo HLP 22 [10] [18]

Hustota při 20°C	$\rho_{20} = 860 \frac{kg}{m^3}$
Kinetická viskozita při 40°C	$\nu_{40} = 22 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$
Kinetická viskozita při 100°C	$\nu_{100} = 4,37 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$
Měrná tepelná kapacita při 50 °C	$c_p = 2051 \frac{J}{kg \cdot K}$
Tepelná vodivost při 50°C	$\lambda_{tc} = 0,49423 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}$

3.2 Modelová situace

Pro návržení hydrodynamické brzdy bylo nutné zvolit podmínky, na základě kterých byl stanoven brzdňý moment. Vycházelo se z použití retardéru v autobuse. Byl nastaven požadavek, aby vozidlo bylo schopné jen pomocí hydraulické brzdy zabrzdit na úseku dlouhém 200 m z rychlosti $v_0 = 110 \text{ km/h}$ na rychlost $v = 50 \text{ km/h}$.



Obr. 12: Síly působící na pohyb vozidla převzato z [11]

Uvažovaný stav je znázorněn na Obr. 12. Pro tuto situaci je možné psát pohybovou rovnici ve směru osy x: [11]

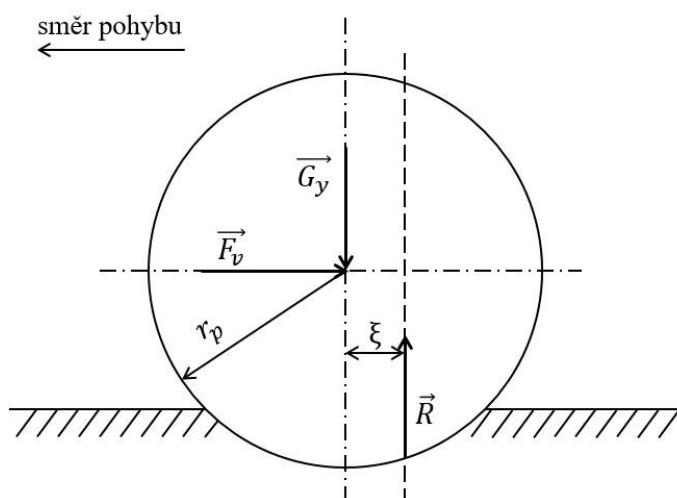
$$m \frac{dv_0}{dt} = G_x - F_v - F_o - F_b \quad 3.1$$

kde

m	– hmotnost pohybujícího se vozidla [kg]
v_0	– rychlost vozidla [m/s]
G_x	– x-ová složka gravitační síly [N]
F_v	– síla od valivého odporu [N]
F_o	– odporová síla [N]
F_b	– brzdňá síla hydraulického retardéru [N]

Valivý odpor nastává při pohybu těles kruhového průřezu po pevné podložce. V tomto případě je uvažovaný pohyb pneumatiky po asfaltu. Valivé tření nastává vlivem změny tvaru valeného tělesa a deformací podložky pod tíhou pneumatiky. Na Obr. 13 je znázorněna síla G_y , která působí v těžišti tělesa kolmo k podložce jako tlaková síla, díky které se deformuje těleso i podložka. Deformace vyvolá sílu R na rameni valivého odporu ξ , která působí proti tlakové síle G_y . Síla potřebná pro překonání tohoto odporu je valivá síla F_v , která je závislá na poloměru pneumatiky r_p a vypočítá se ze vztahu: [19]

$$F_v = \frac{G_y \cdot \xi}{r_p} = \frac{mg \cdot \cos \alpha \cdot \xi}{r_p} \quad 3.2$$



Obr. 13: Působení odporové síly převzato z [19]

Aerodynamický odpor je síla, která působí proti pohybujícímu se vozidlu na základě obtékání vzduchu kolem tělesa. Velikost aerodynamické síly je charakterizována součinitelem aerodynamického odporu vzduchu C_d . Hodnota odporového součinitele je měřítko kvality tvaru vozu z hlediska obtékání karoserie vzduchem. Celková síla se pak stanoví z rovnice: [11]

$$F_o = \frac{1}{2} C_d \cdot S \cdot \rho_{vzduch} \cdot v_0^2 \quad 3.3$$

kde

C_d	– odporový součinitel [-]
S	– povrch čelní strany vozidla [m ²]
ρ_{vzduch}	– hustota vzduchu [kg/m ³]

Síla vyvolána brzděním retardéru se stanoví ze vztahu:

$$F_b = \frac{M_b i_0 \eta_m}{r_p} \quad 3.4$$

kde

M_b	– brzdny moment vyvolaný retardérem [Nm]
i_0	– převodový poměr mezi výstupní hřídelí brzdy a hnacími koly vozidla počítaný z poměru otáček $i_0 = \frac{n}{n_R}$ [-] kde n jsou otáčky brzdy a n_R otáčky hnacích kol [min ⁻¹]
η_m	– účinnost mezi brzdou a koly [%]

Z pohybové rovnice 3.1 je možné vyjádřit brzdný moment, který vytváří hydrodynamický retardér:

$$M_b = \frac{r_p}{i_0 \eta_m} \cdot \left(G_x - F_v - F_o - m \frac{dv_0}{dt} \right) \quad 3.5$$

Vstupní veličiny pro výpočet brzdného momentu jsou uvedeny v Tab. 4

Tab. 4: Tabulka použitých parametrů pro výpočet brzdného momentu

Vlastnosti pohybu vozidla	
počáteční rychlost vozidla	$v_0 = 110 \frac{km}{h}$
konečná rychlost vozidla	$v = 50 \frac{km}{h}$
dráha	$s = 200 m$
čas	$t = \frac{s}{v} = 14,4 s$
zrychlení	$a = \frac{2(s-v_0t)}{t^2} = -2,315 \frac{m}{s}$
úhel nakloněné roviny	$\alpha = 30^\circ$
hustota vzduchu	$\rho_{vzduch} = 1,2 \frac{kg}{m^3}$
Parametry uvažovaného vozidla [20]	
hmotnost vozidla	$m = 22\,000 kg$
čelní plocha autobusu	$S = 9,18 m^2$
poloměr pneumatiky	$r_p = 0,537 m$
otáčky nápravy	$n_R = \frac{v_0}{2\pi r_p} = 9,056 s^{-1}$
otáčky rotoru brzdy	$n = 2000 min^{-1} = 209,44 s^{-1}$
poměr otáček brzdy a nápravy	$i_0 = 23,127$
uvažovaná účinnost mezi brzdou a koly	$\eta_m = 0,9$
Použité koeficienty	
odporový součinitel [20]	$C_d = 0,7$
rameno valivého odporu pro kontakt pneumatika – asfalt [21]	$\xi = 3,5 mm$
Výsledný moment spočítaný z rovnice 3.5 pro navrhovaný retardér:	
	$M_b = 3974 Nm$

Z výsledku uvedeného v Tab. 4 lze získaný brzdňý moment z pohybové rovnice 3.1 porovnat s momentem výchozí spojky při 100% skluzu.

$$M_b < M_1$$
$$3974 \text{ Nm} < 5000 \text{ Nm}$$

Brzdňý moment pro navrhovaný retardér je menší než moment spojky. Výchozí spojka tedy vyhovuje navrhované situaci a je možné použít její základní parametry bez nutnosti přepočítávání pro návrh modelu retardéru.

Za předpokladu splnění stejných provozních podmínek je možné použít teorii hydraulické podobnosti uvedené v kapitole 2.4. V tomto případě je hydraulická podobnost použita za účelem vytvoření zmenšeného modelu pro simulaci. Hlavní rozměr pro model je navržen na rozměr $r_{02} = 60 \text{ mm}$. Otáčky modelu jsou uvažovány stejné jako na výchozí spojce. Z rovnice 2.38 je potom možné dopočítat moment, který by měl na navrženém modelu vznikat:

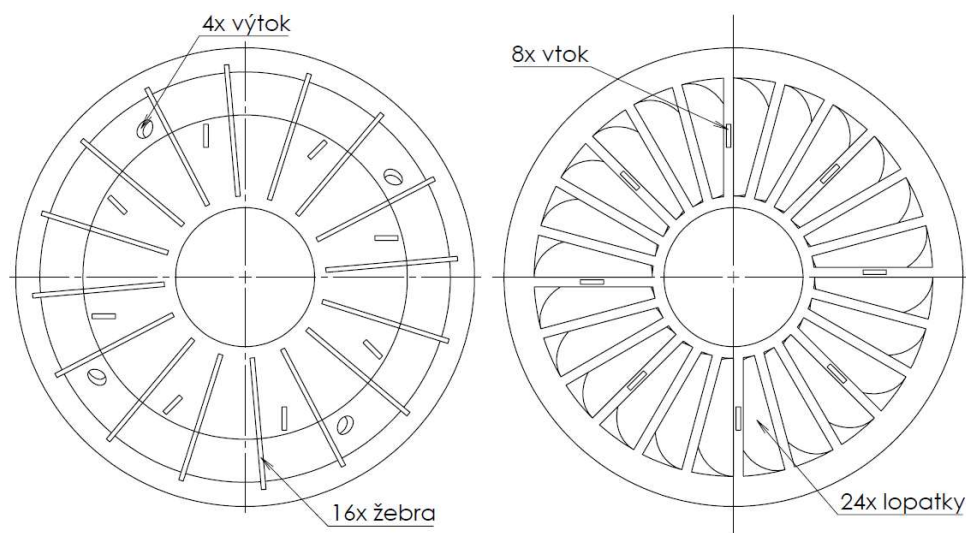
$$M_{b2} = M_b \frac{r_{02}^5}{r_{01}^5} = 11,244 \text{ Nm} \quad 3.6$$

3.3 Model brzdy

Pro výpočet proudění kapaliny v hydrodynamické brzdě užitím CFD programu byl vytvořen model brzdy, tedy poměrově zmenšená soustava. Model byl vytvořený v programu Solidworks. Hlavním důvodem zmenšení rozměrů bylo snížení množství buněk pro výpočetní síť. Při menších rozměrech je možné vytvořit síť o alespoň částečně nižším počtu buněk i při respektování jemné sítě u stěn, kde dochází ke kontaktu kapaliny s konstrukcí.

Při modelování brzdy pro simulaci proudění kapaliny v mezilopátkovém prostoru byl zásadní důraz kladen na hlavní pracovní část stroje, tedy tam, kde probíhá proudění pracovního média a vzniká brzdný moment. Zcela zanedbáno bylo řešení spojení rotačních a nerotujících celků. Dále nebylo řešeno uložení hřídele ani jiné ukotvení brzdy k nápravě podvozku.

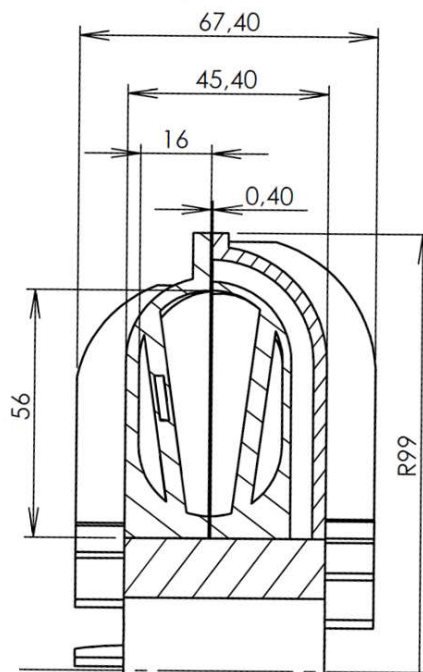
Konstrukce se zaměřuje převážně na pracovní část brzdy. Tvar misek mezilopátkového prostoru byl zachován v poměrech k výchozí spojce. Geometrie lopatek rotačních strojů je vždy klíčovým parametrem, který zásadně ovlivňuje účinnost celého zařízení. Pro určení množství a tvaru lopatek se vycházelo z používaných hydrodynamických brzd. Také s ohledem na simulaci byly použity přímé lopatky natočené o 45° [9]. Pro rotor bylo navrženo 23 lopatek, pro stator 24 lopatek. Pro přívod kapaliny byly vytvořeny otvory v lopátkách statoru. Odvod kapaliny je zajištěn otvory v mezilopátkových prostorech. Rozložení vtoků a výtoků kapaliny je znázorněný na Obr. 14.



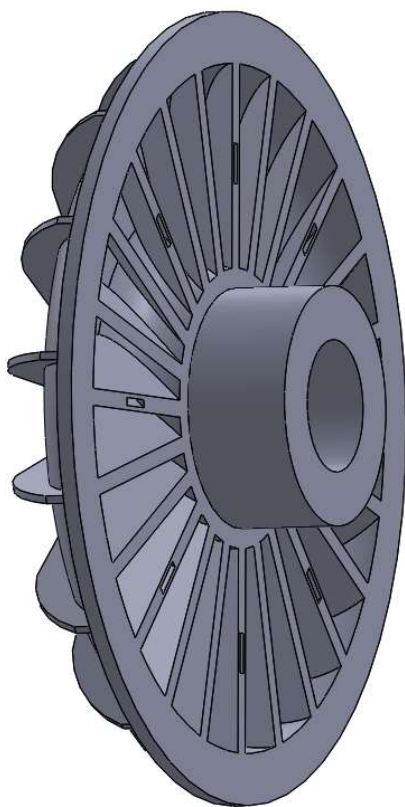
Obr. 14: Vtoky a výtoky ve statorovém kole

Výchozím parametrem pro návrh modelu brzdy byl zvolen poloměr r_{02} . Na základě dodržení geometrické i hydraulické podobnosti spojek a jim podobných zařízení byly dopočítány další rozměry brzdy. Celkové hlavní rozměry jsou zakótovány na Obr. 15. Na vnější straně rotorové a statorové skříně byla namodelována žebra pro odvod vznikajícího tepla.

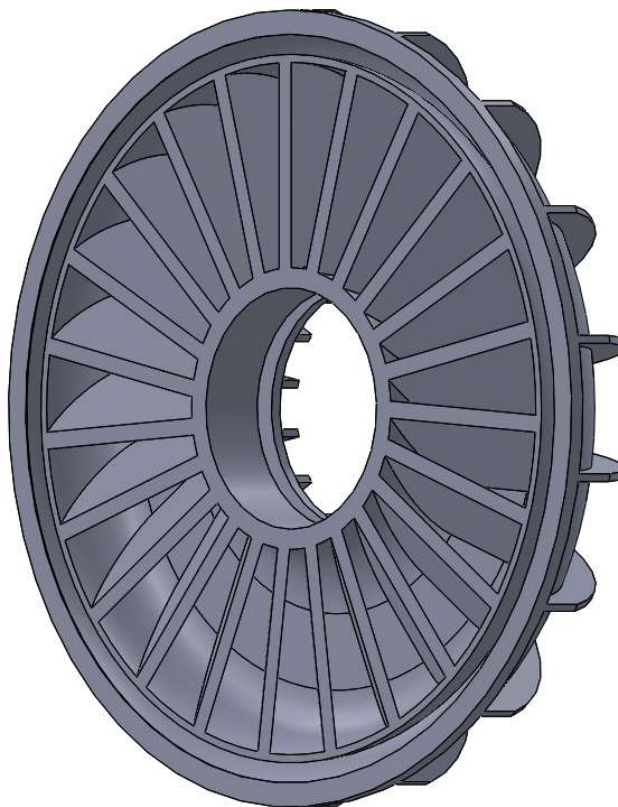
V tomto případě je navržena brzda s konstantní vzdáleností oběžných kol. Čím menší vzdálenost mezi koly, tím vyšších brzdných momentů je možné dosahovat. S ohledem na vytvoření sítě pro simulaci je pro tento případ navržena vzdálenost 1 mm na díle, na zmenšeném modelu odpovídá velikost spáry šířce $0,4\text{ mm}$. Jednotlivé díly rozložené sestavy jsou zobrazeny na Obr. 16 a Obr. 17.



Obr. 15: Hlavní rozměry sestavy



Obr. 16: Model statoru brzdy se střední částí

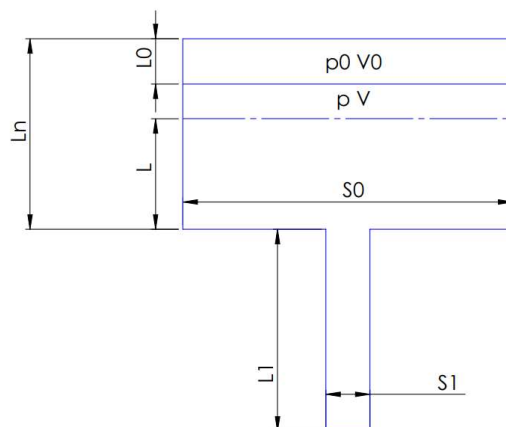


Obr. 17: Model rotoru brzdy

4 Jednorozměrný model plnění brzdy

Tekutinový přenos v hydraulickém mechanismu je možné popsat matematickým modelem fyzikálního procesu na základně vhodně vybraných základních veličin a fyzikálních vztahů mezi těmito veličinami. V této kapitole je uveden jednorozměrný model plnění navržené hydrodynamické brzdy olejem z nádrže pomocí stlačeného vzduchu. [23]

Při aktivaci brzdy nastává plnění vnitřních prostor hydraulické brzdy. Plnění hydraulické brzdy je zprostředkováno pomocí hydraulického čerpadla nebo stlačeným vzduchem. Bližší popis pracovního okruhu byl uveden v kapitole 1.4.3 Pracovní okruh hydraulické brzdy. Schéma nádrže a příváděcího potrubí pro modelové plnění brzdy je zobrazeno na Obr. 18.



Obr. 18: Schéma nádrže a příváděcího potrubí v okruhu navržené hydrodynamické brzdy

Pro jednorozměrný popis plnění brzdy stlačeným vzduchem byla zvolena Bernoulliho rovnice ve tvaru:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + H \frac{dQ}{dt} + \left(\lambda_z \frac{L_1}{d_1} + \xi_z \right) \frac{v_1^2}{2} \quad 4.1$$

kde

p	– tlak popisující aktuální stav [Pa]
v	– rychlost [m/s]
p_1	– tlak v potrubí [Pa]
v_1	– rychlost v potrubí [m/s]
H	– odpor proti zrychlení [Ns^2/m^5], přičemž $H = \frac{\rho L_1}{s_1} + \frac{\rho L}{s_0}$
Q	– průtok kapaliny [m^3/s]
$\left(\lambda_z \frac{L_1}{d_1} + \xi_z \right) \frac{v_1^2}{2}$	– člen vyjadřující odpor proti pohybu v potrubí. Jsou zde zahrnuty délkové ztráty a místní ztráty. λ_z vyjadřuje součinitel tření [-], ξ_z je ztrátový součinitel [-] [23]

Rovnice vyjádřena pomocí průtoku je upravena na tvar:

$$\left(\frac{\rho L_1}{S_1} + \frac{\rho L}{S_0}\right) \frac{dQ}{dt} + \rho \left(\lambda_z \frac{L_1}{d_1} + \xi_z\right) \frac{Q|Q|}{2S_1^2} + \frac{Q|Q|}{2S_1^2} - \frac{Q|Q|}{2S_0^2} + p_1 - p = 0 \quad 4.2$$

Plnění brzdy probíhá v relativně krátkém časovém intervalu, proto je možné považovat děj za adiabatický. Pro stlačený vzduch je tedy možné použít rovnici adiabatického děje, z které lze vyjádřit tlak:

$$pV^\kappa = p_0V_0^\kappa \rightarrow p = \frac{p_0V_0^\kappa}{V^\kappa} \quad 4.3$$

kde κ je Poissonova konstanta. Objem V se dá vyjádřit jako:

$$V = L_N S_0 - L S_0 \quad 4.4$$

Rovnice 4.1 popisující plnění brzdy má dvě proměnné a to průtok $Q(t)$ a výšku hladiny v nádrži $L(t)$. Pro řešení je doplněna rovnice změny výšky hladiny v čase:

$$\frac{dL}{dt} = -\frac{Q}{S_0} \quad 4.5$$

Pro jednoduchý popis plnění brzdy jsou použity parciální diferenciální rovnice 4.1 a 4.5 s proměnnou $Q(t)$ a $L(t)$. Pro řešení byl použit software „Maple“ používaný pro numerické výpočty. K výpočtu byly zvoleny parametry uvedené v Tab. 5.

Tab. 5: Výchozí hodnoty pro řešení jednorozměrného modelu plnění brzdy

Vlastnosti použitého oleje při teplotě $t = 40^\circ\text{C}$

$$\rho = 846 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\nu = 22 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Zvolené rozměry potrubí na výstupu z nádrže

$$L_1 = 0,5 \text{ m}$$

$$d_1 = 0,014 \text{ m}$$

Zvolené rozměry a parametry nádrže s olejem

$$L_0 = 0,1 \text{ m}$$

$$d_0 = 0,2 \text{ m}$$

Tlak stlačeného vzduchu: $p_0 = 0,1 \text{ MPa}$

Velikost ztrátového součinitele ξ_z je závislá na rychlosti kapaliny v potrubí. Se zvyšujícím se průtokem ztrátový součinitel klesá. Pro stanovení součinitele v případě výtoku kapaliny z nádrže hydraulické brzdy do potrubí byl na základě předpokládaného trendu stanovený polynom závislosti na průtoku. Rovnice závislosti ztrátového součinitele ξ_z na rychlosti v , která je vyjádřena pomocí průtoku má tvar:

$$\xi_z = 0,00006901 \left(\frac{Q(t)}{S_1}\right)^6 - 0,0023047 \left(\frac{Q(t)}{S_1}\right)^5 + 0,0319642 \left(\frac{Q(t)}{S_1}\right)^4 - 0,23724553 \left(\frac{Q(t)}{S_1}\right)^3 + 1,00189942 \left(\frac{Q(t)}{S_1}\right)^2 - 2,35011019 \left(\frac{Q(t)}{S_1}\right) + 3,45319668 \quad 4.6$$

Vztah pro výpočet součinitele tření λ_z byl určený ze vztahu pro turbulentní proudění v oblasti hydraulicky hladkého potrubí pro $Re < 10^5$ [24]:

$$\lambda_z = 0,3164 \cdot Re^{-0,25} \quad 4.7$$

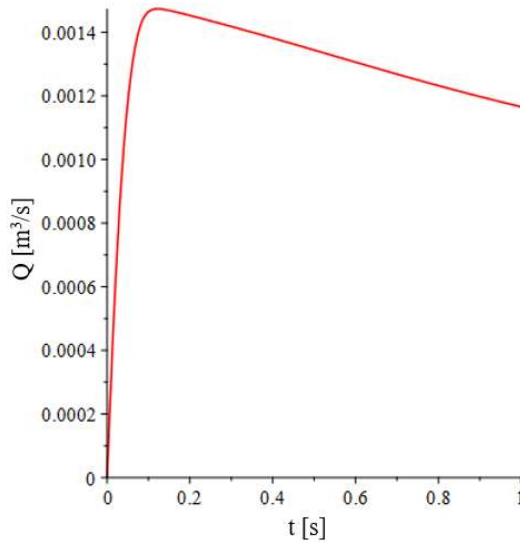
kde Re je Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{v_1 d_1}{\nu} = \frac{Q d_1}{S_1 \nu} \quad 4.8$$

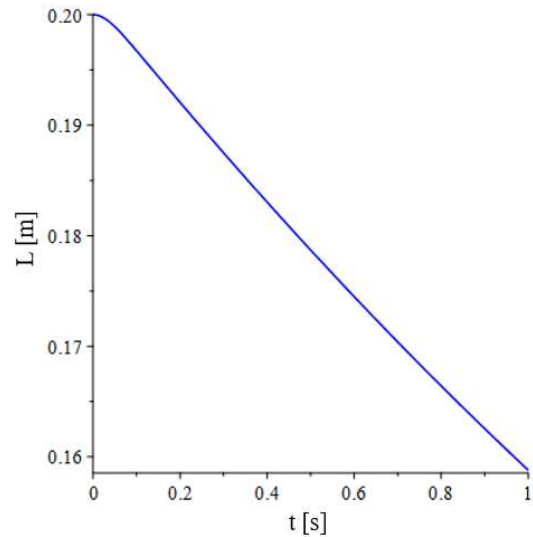
Pro vykreslení křivek charakterizující plnění hydrodynamické brzdy byly zvoleny počáteční podmínky:

$$\begin{aligned} t = 0 \quad Q(0) &= 0 \\ L(0) &= L_N - L_0 \\ V(0) &= 0 \end{aligned}$$

Na následujícím grafu je vykreslena průtoková závislost plnění brzdy. Při aktivaci plnění brzdy vzroste náhle průtok systémem na svoji maximální hodnotu. Po dosažení této hodnoty je tendence průtoku pomalu klesající. Na Obr. 20 je zobrazený průběh výšky hladiny v nádrži s olejem. Hladina v nádrži klesá lineárně.



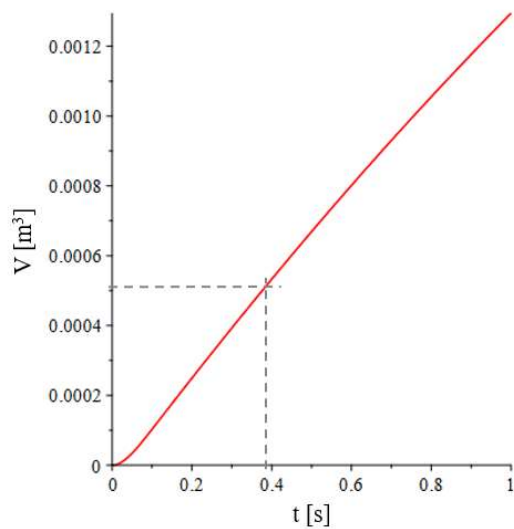
Obr. 19: Závislost průtoku kapaliny



Obr. 20: Závislost výšky hladiny v nádrži

Na grafu zobrazeném na Obr. 21 je závislost objemu na čase. Vnitřní objem navrhnutého modelu brzdy je $V = 0,00055 \text{ m}^3$. Z grafu lze vyčíst, že k úplnému zaplnění prostoru mezi rotorovým a statorovým kolem dojde přibližně za 0,4 s. Požadavek na zaplnění brzdy je

požadován v rozmezí od 0,3 do 2 s. Navržený model brzdy tedy splňuje obecná nároky hydrodynamické brzdy.



Obr. 21: Závislost objemu plněné kapaliny

5 CFD simulace

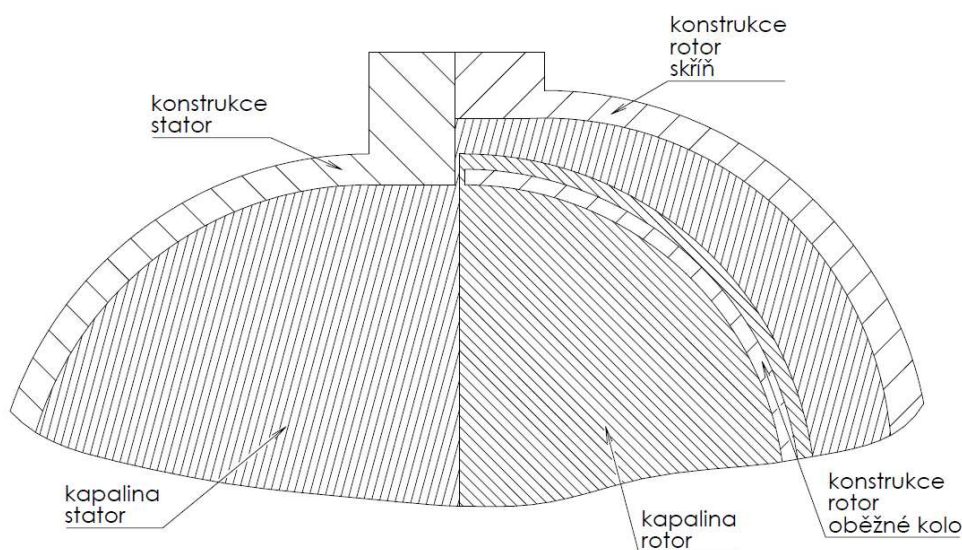
5.1 Výpočetní síť

CFD výpočet je založen na numerické metodě konečných objemů. Výpočetní síť může být sestavena ze 4 základních elementů: „hexahedral, tetrahedral, pyramid a prism“ (kvádr, čtyřstěn, pyramidový prvek a prizmatický prvek) [25]. V nových verzích softwarů je možné se také setkat s polyhedrálními prvky, čili nepravidelnými n-úhelníky, které jsou schopny výrazně uspořádat počet buněk [26]. Síť může být tvořena jedním i kombinací více druhů prvků.

Celá sestava byla rozdělena do několika dílů. Dekompozice jednotlivých dílů sestavy byly provedeny v programu ANSYS Design Modeler. Síťování bylo následně provedeno v programu ANSYS Meshing.

Hlavní rozdělení sestavy bylo na části tvořené pevným tělesem a části tvořené kapalinou. Vytvořený model byl z programu Solidworks exportován do souboru typu .STEP. Tento soubor byl importován do programu ANSYS Design Modeler, kde vytvořil pevné těleso. Pevné těleso je složeno ze tří částí a to z konstrukce statoru, konstrukce rotorové skříně a konstrukce rotorového oběžného kola. Jelikož bylo uvažováno s tím, že simulace bude prováděna při plně zaplněných komorách retardéru, byl celý vnitřní prostor tvořený kapalinou.

Při provozu hydrodynamické brzdy se rotorové kolo točí a roztáčí také kapalinu, která se nachází v prostoru rotorového kola. Pro účely simulace byla kapalinová část rozdělena na rotační kapalinu a na stojící kapalinu. Pro vytvoření rotační části byla kapalina rozdělena na dvě části. Spára mezi oběžnými koly byla rozdělena na polovinu. Polovina blíže ke statoru byla přidělena k statorové kapalině jako nepohyblivá zóna, polovina sousedící s oběžným kolem rotorové části byla přiřazena kapalině, u které se předpokládala rotace. V prostoru mezi oběžným kolem rotoru a skříní rotoru byla kapalina také rozdělena. Vrstva přidělena k rotující kapalině byla stanovena na tloušťku 0,4 mm. Kapalina, pro kterou se předpokládala rotace, vznikla z kapaliny vyplňující prostor mezi lopatkami oběžného kola rotoru, z poloviny spáry mezi oběžnými koly a z vrstvy obtékající rotorové kolo z vnější strany. Zbýlá kapalina tvořila nerotující objem. Detail tohoto rozdělení je načrtnut na Obr. 22.

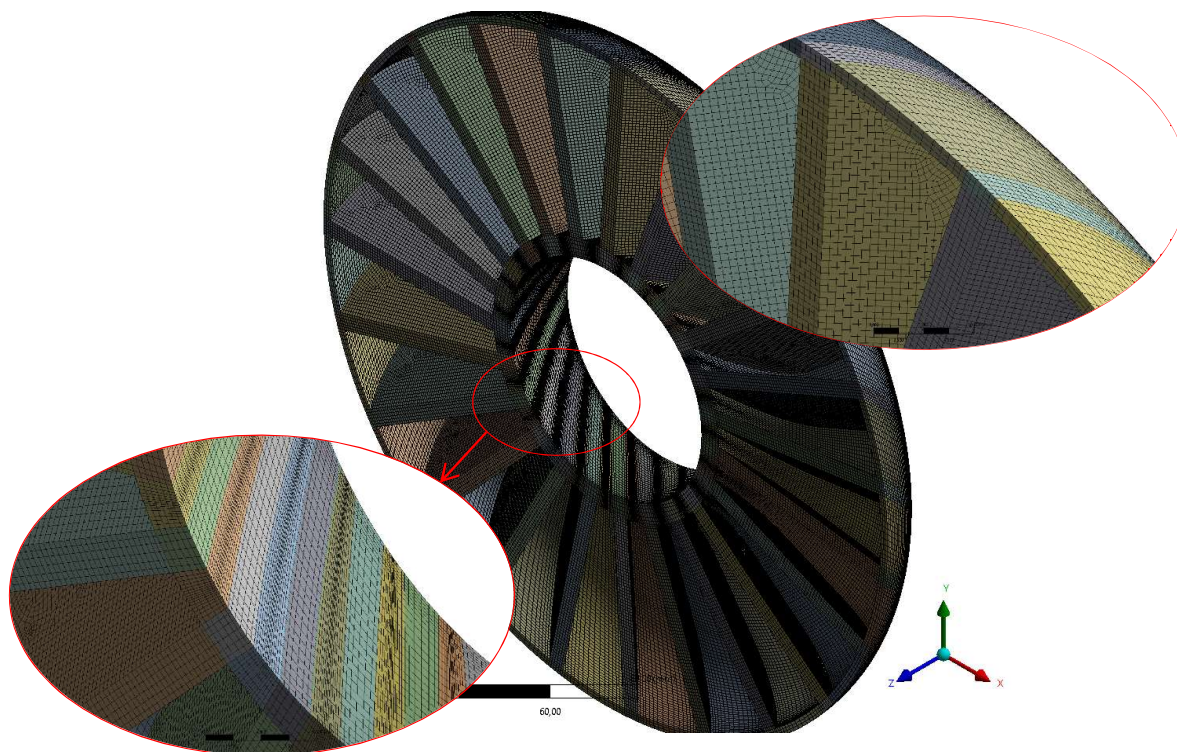


Obr. 22: Náčrt rozdělení soustavy na hlavní části

Oběžné kolo rotoru má lichý počet lopatek, proto nebylo možné geometrii symetricky rozdělit. Přechod mezi kapalinami a pevnou látkou a přechod mezi rotující kapalinou a stojící kapalinou byl zprostředkován pomocí okrajové podmínky „*interface*“. To umožnilo vytvořit výpočetní síť pro jednotlivé části sestavy zvlášť. Výhodou tohoto rozdělení byl snadnější přístup k optimalizaci dekompozice a také kratší čas generování sítě. Vytvořené výpočetní síť byly exportovány do souboru typu FLUENT Input File s příponou .msh a následně postupně importovány do řešiče Fluent.

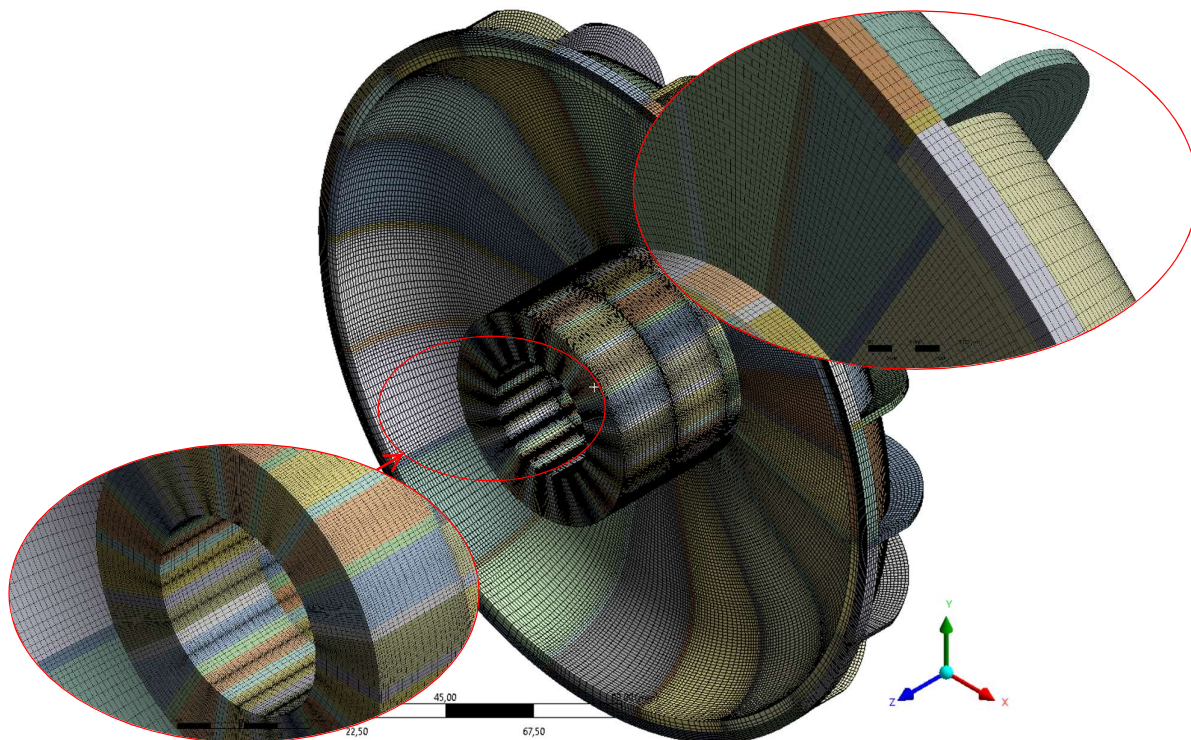
Cílem bylo vytvoření strukturované sítě s převážně hexa prvky pro přesnější výsledky simulace a také pro úsporu počtu buněk. Při proudění kapaliny v blízkosti stěn vznikají jevy, které zásadně ovlivňují chování kapaliny. Proto je potřeba vždy v těchto místech vytvořit dostatečně jemnou síť. Na pevných částech sestavy byla vytvořena hrubší síť.

Na následujících obrázcích je znázorněna ukázka sítě pevných částí. Na Obr. 23 je vyobrazena síť oběžného kola rotoru. Tvořena je převážně hexahedrálními prvky.



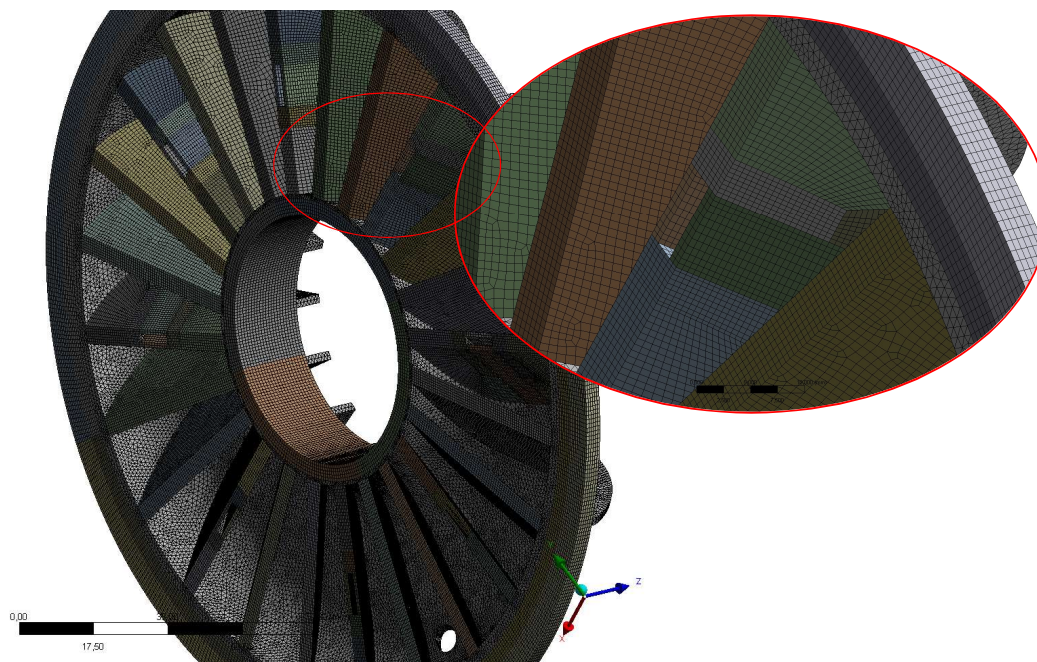
Obr. 23: Výpočetní síť oběžného kola rotoru

Na Obr. 24 je vyobrazena síť pro skříň rotoru, jejíž součástí je i středová část sestavy.



Obr. 24: Výpočetní síť skříňe rotoru

U skříňe statoru nebylo možné v důsledku složitější geometrie dodržet tvorbu hexa prvků na všech částech sestavy. Hlavní díl skříňe je tvořen tetra prvky. Ukázka sítě je zobrazena na Obr. 25.



Obr. 25: Výpočetní síť konstrukce statoru

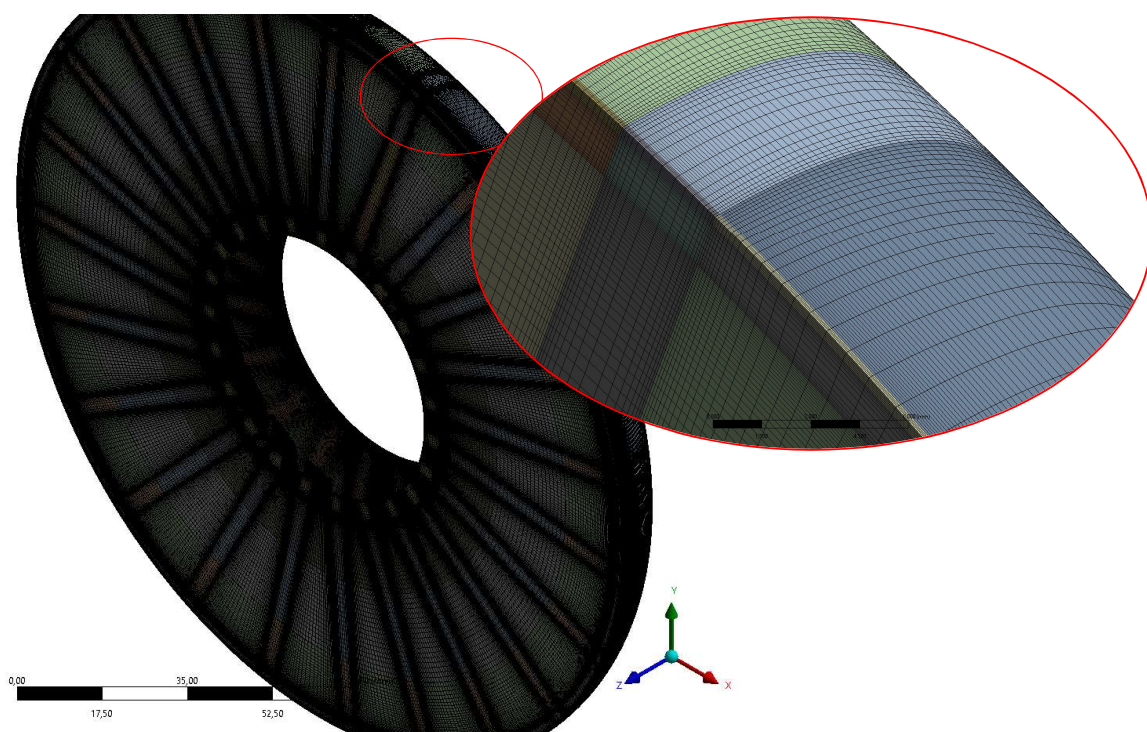
Souhrn parametrů sítí vytvořených na pevné části je v Tab. 6. Kromě počtu buněk jsou zde uvedeny i některé parametry ukazující kvalitu sítě. Parametr *skewness* charakterizuje, jak je vzniklá buňka zkosená oproti ideálu. Ideálem je myšlený rovnostranný prvek odpovídajícího objemu. Při vytvoření příliš zkosených buněk může dojít ke snížení přesnosti simulace a tím k nestabilitě výpočtu. Obecně se uvádí pro tetra a hexa prvky maximální hodnota *skewness* 0,95. Podle Tab. 6 kvalita sítě v jednom případě překračuje doporučenou maximální hodnotu. Počet prvků, pro které je charakterizující tato hodnota, je ovšem velice malý (řádově se jedná o jednotky buněk) a pro konečný výsledek má tudíž zanedbatelný vliv. Podstatným vlivem je také fakt, že jde o síť pro pevnou část, nikoliv pro kapalinu, kde by tato hodnota už mohla mít významnější vliv. [27]

Druhým uvedeným parametrem kvality sítě je *aspect ratio*. Tento parametr definuje míru protažení buňky. Při simulaci s využitím energetických rovnic by měl být udržován poměr buněk pod 35:1. V tomto případě je doporučená hodnota na sítích pevných částí dodržena. [27]

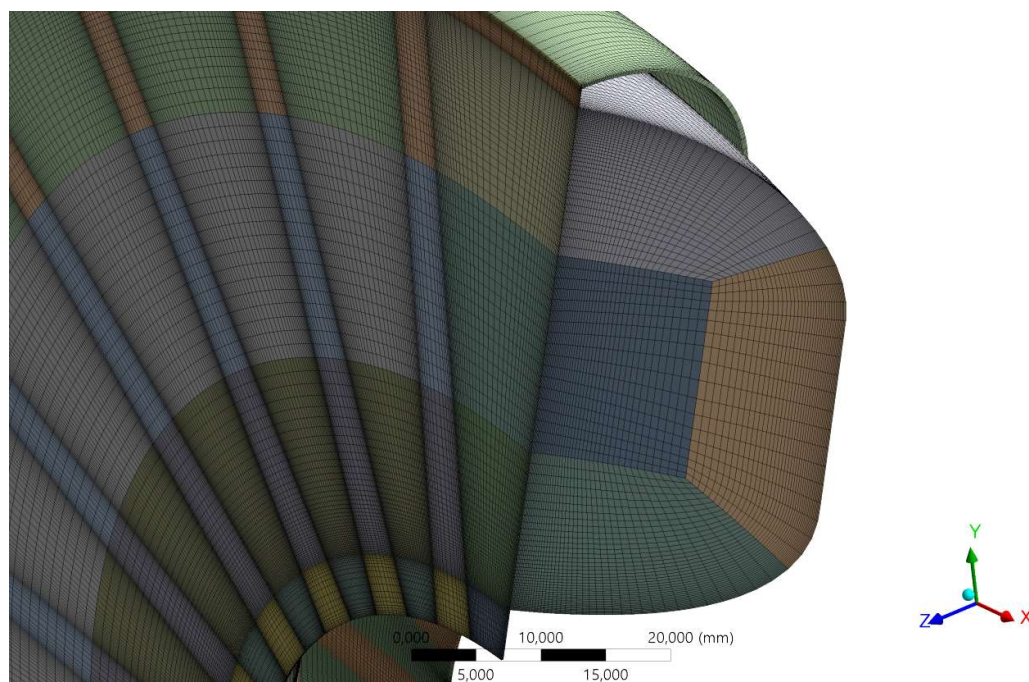
Tab. 6: Tabulka kvality sítě pro pevnou část modelu

	celkový počet buněk	max skewness [-]	max aspect ratio [-]
konstrukce oběžného kola rotoru	576 541	0,96	15,7
konstrukce skříně rotoru	464 670	0,79	20
konstrukce statorové části	1 509 426	0,94	19,9

Při proudění kapaliny v blízkosti stěny vzniká velký gradient rychlosti. Důsledkem gradientu rychlosti dochází k tvorbě kinetické energie turbulence a tím ke vzniku turbulentních vírů. Při tvorbě sítě pro kapalinu byla kladena vyšší pozornost na nahuštění buněk v blízkosti kontaktu kapaliny a stěny. Výchozím stanoviskem pro tvorbu sítě bylo množství buněk ve spáře. Pro zachycení odpovídajícího rychlostního profilu ve spáře bylo nutné dodržet minimálně 8 – 10 elementů na šířku spáry. Při rovnoměrném rozdělení spáry na statorovou a rotorovou část byly pro polovinu spáry zvoleny 4 buňky, což celkově odpovídá 8 buňkám na šířku spáry. Při tvorbě sítě nedocházelo k výrazným změnám ve velikostech sousedících buněk. Výpočetní síť pro kapalinu je jemnější a tvořena větším množstvím buněk než síť na pevných částech. Rotující část kapaliny je zobrazena na Obr. 26. V případě této struktury byla síť sestavena kompletně pouze z hexa prvků. V detailnějším pohledu je síť zobrazena na dalším obrázku Obr. 27.

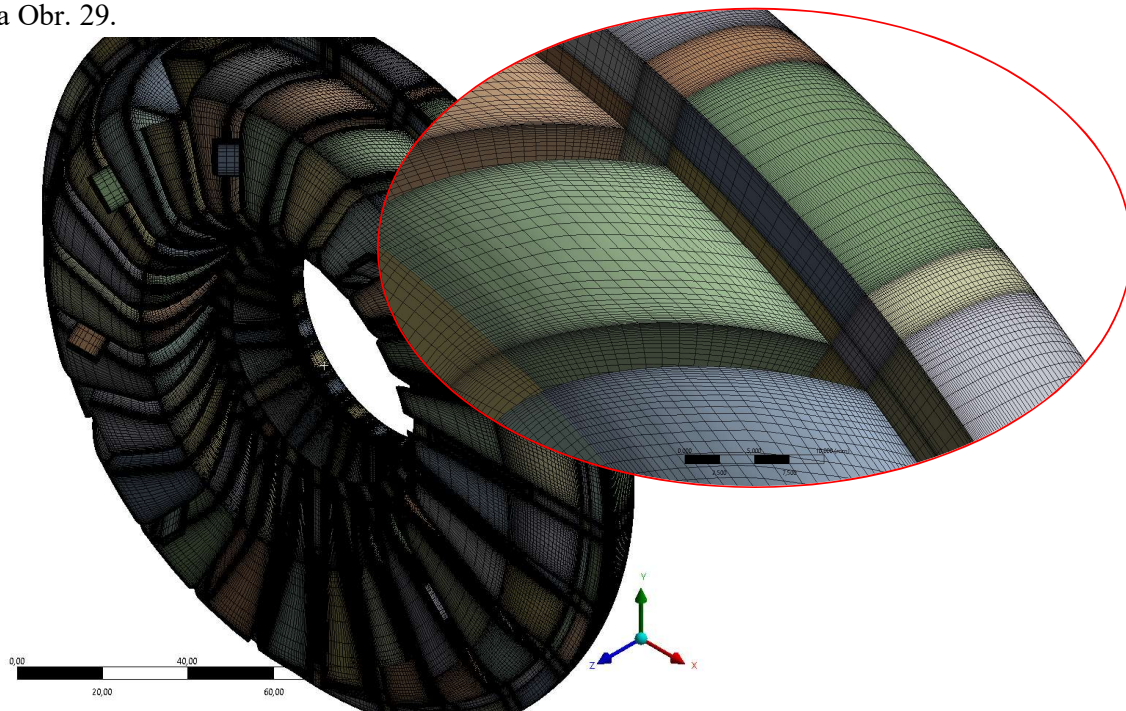


Obr. 26: Výpočetní síť kapaliny rotoru

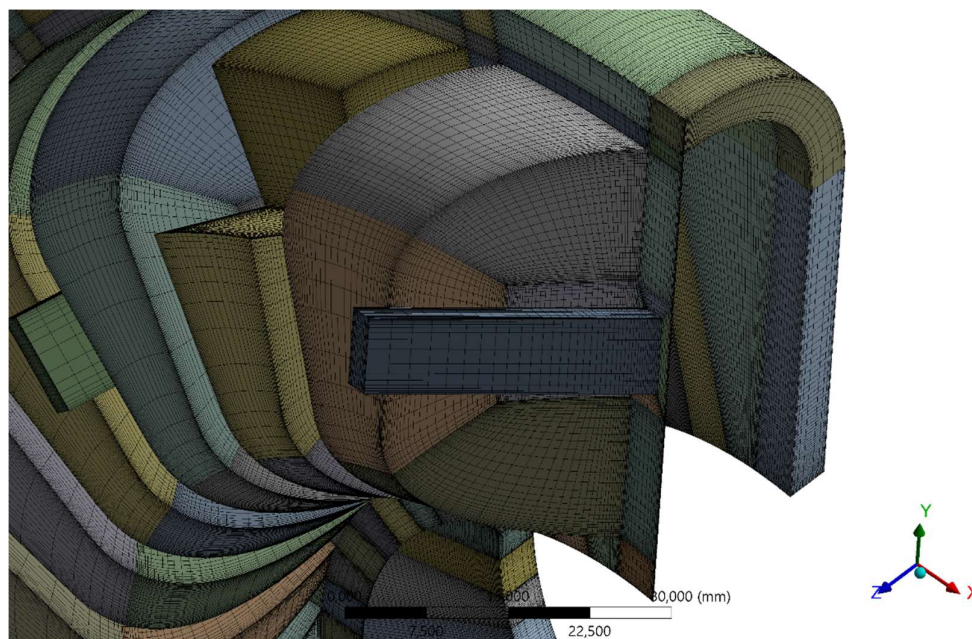


Obr. 27: Detail sítě pro kapalinu rotoru

V případě satorové části kapaliny byla dekompozice složitější z důvodu umístění otvorů pro vtok a výtok kapaliny. Otvor pro vtok kapaliny je ve tvaru kvádru, otvor pro výtok kapaliny je válec vycházející ze zaoblené plochy kapaliny. Kvůli tomuto prvku bylo přistoupeno k oddělení geometrie obsahující výtokové otvory ze sestavy kapaliny satoru, vytvoření vlastní sítě pouze na těchto prvcích a následnému připojení přes okrajovou podmínku interface v programu Fluentu. Ukázka sítě satorové kapaliny bez částí s výtokem je zobrazena na Obr. 28 a Obr. 29.

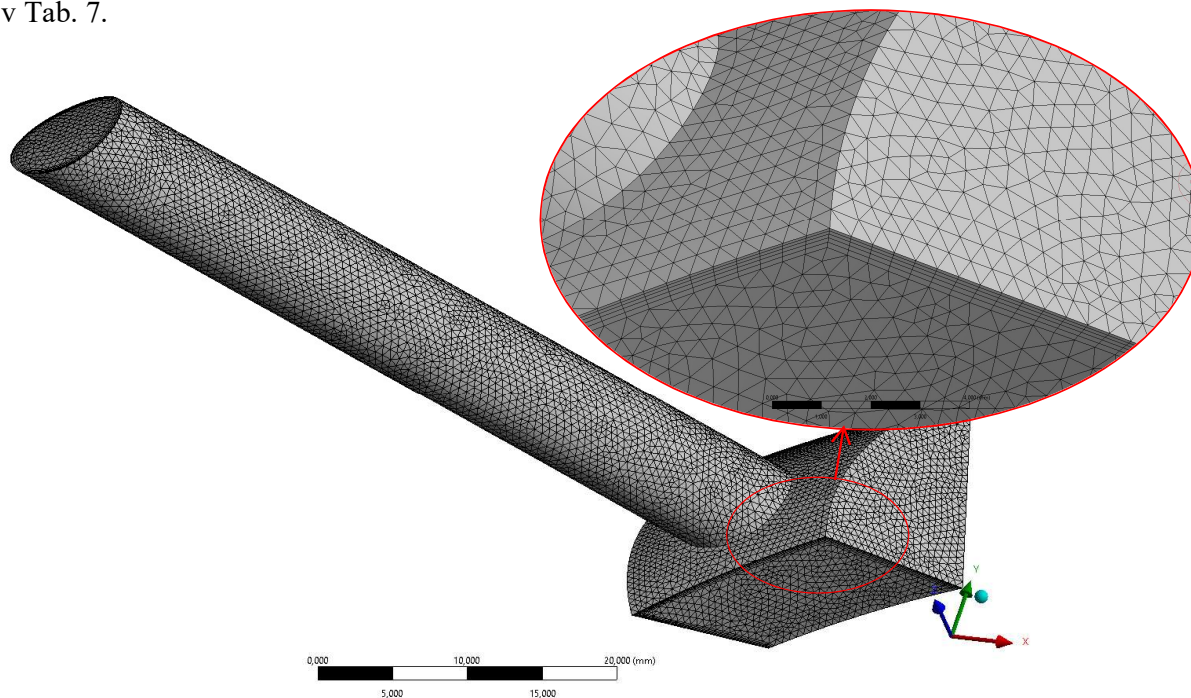


Obr. 28: Výpočetní síť satorové části kapaliny



Obr. 29: Detail sítě kapaliny satoru

Kvůli tvaru výtokové části kapaliny byla tělesa vyplněna tetra prvky s mezní vrstvou při kontaktu se stěnou. Pro ustálení kapaliny na výtoku byla přidělena ustalovací část o délce šesti násobku průměru výstupního otvoru. Prvek je zobrazen na Obr. 30. Charakteristika sítě a její vlastnosti použité i pro porovnání sítě na pevné části jsou pro kapalinovou část shrnuty v Tab. 7.



Obr. 30: Výtokový prvek statorové kapaliny vysíťovaný zvlášť

Tab. 7: Tabulka kvality sítě pro kapalinovou část modelu

	celkový počet buněk	max skewness [-]	max aspect ratio [-]
kapalina rotoru	6 080 004	0,7	53,8
kapalina statoru	5 903 488	0,75	85,1
výtoková část kapaliny	643 648	0,89	19,3

V případě vytvořené sítě pro kapalinu jsou maximální dosahované hodnoty skewness pro posouzení kvality sítě dostatečně nízké. V případě maximálního aspect ratio poměru hodnoty přesahují doporučenou hodnotu pro výpočet s energetickými rovnicemi, která je stanovena ideálně na 1:35. Jedná se o buňky s vysokou mírou protažení uprostřed geometrie vzniklé vlivem nahuštění sítě při stěnách. Z hlediska řešení proudění tekutiny se jedná o místa, která nejsou pro simulaci zcela zásadní. Počet buněk přesahující doporučený limit je ve srovnání s celkovým počtem buněk zanedbatelně malý.

Celkově sestava obsahuje přes 15 miliónů buněk. Pro simulaci proudění se jedná o poměrně náročnou geometrii. Doba výpočtu je závislá také na typu použitých okrajových podmínek a na požadovaném výstupu simulace.

CFD metoda, z anglického názvu „*Computational Fluid Dynamics*“, tedy výpočtová část dynamiky tekutin, je nástroj pro řešení proudění tekutin, přenosu tepla, průběhu chemických reakcí a dalších jevů definovaných prostředím. K analyzování proudění jsou používány matematické modely a numerické metody řešení. Pro CFD simulaci byl použit program ANSYS Fluent. [28]

Pro popis proudění kapaliny se ve výpočetním systému využívá Eulerova popisu kontinua. Tento popis se používá pro sledování rozložení dané veličiny v konkrétní oblasti. Těmito oblastmi se v řešení CFD simulace stávají konečné objemy, na které je sledovaný prostor rozdělen. [25] [28]

Rovnice pohybu kapaliny vycházejí ze základních zákonů zachování:

- zákon zachování hybnosti
- zákon zachování hmotnosti
- zákon zachování energie

Zákon zachování hybnosti nestlačitelné kapaliny je vyjádřen Navier-Stokesovou rovnicí. Vyjádřena v Einsteinově sumační symbolice má tvar [26]:³

$$\rho \frac{\partial v_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial v_i}{\partial x_j} v_j = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \quad 5.1$$

Význam jednotlivých členů je následující:

$\rho \frac{\partial v_i}{\partial t}$	– lokální zrychlení = změna rychlosti v čase
$\rho \frac{\partial v_i}{\partial x_j} v_j$	– konvektivní zrychlení
$\frac{\partial p}{\partial x_i}$	– gradient tlaku = normálové napětí
$\frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j}$	– účinky viskozity = tečné napětí
ρg_i	– objemové síly

Analytické řešení pro rovnici 5.1 existuje jen v málo případech. Kvůli nelineárnímu členu konvektivního zrychlení je potřeba rovnici řešit numericky.

Zákon zachování hmotnosti pro nestlačitelnou kapalinu je vyjádřen rovnicí kontinuity [26]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v_i}{\partial x_i} = 0 \quad 5.2$$

³ Odvození rovnice viz [36].

Sdílení tepla konvekci neboli prouděním, vzniká v důsledku pohybu tekutiny podél stěny, kterou prochází teplo. V praxi je uvnitř proudící tekutiny i na rozhraní tekutiny a pevné stěny vždy konvekce doprovázena kondukcí. Oba principy je nutné řešit současně. Rovnice energie za předpokladu turbulentního proudění je definována [25] [29]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} [v_j(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} - hJ_j + (v_i \cdot \tau_{effij}) \right] \quad 5.3$$

Význam jednotlivých členů je následující:

$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E)$	– akumulace energie
$\frac{\partial}{\partial x_i} [v_j(\rho E + p)]$	– vtok a výtok energie
$k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j}$	– složka vodivosti, k_{eff} je součinitel efektivní vodivosti [-] a $\frac{\partial T}{\partial x_j}$ označuje teplotní gradient
hJ_j	– difuze energie, h je měrná entalpie [J/kg], J je difúzní tok [kg·m ⁻² ·s ⁻¹]
$v_i \cdot \tau_{effij}$	– člen viskózní disipace, τ_{effij} tenzor efektivního tření [Pa]

Celková energie E [J] je definována jako:

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v_i^2}{2} \quad 5.4$$

Při proudění skutečné kapaliny dochází k turbulentnímu proudění. Pro popis turbulentního proudění lze použít Navier-Stokesovu rovnici jen pro okamžitý stav, nikoli pro popis delšího časového úseku. Aby bylo možné řešit turbulentní proudění pro časový úsek, používají CFD řešiče střední časovou hodnotu turbulentního proudění. Navier-Stokesova rovnice je podle Reynoldsovy dekompozice převedena na Reynoldsovsy středovanou Navier-Stokesovou rovnici. Úpravou jednotlivých členů rovnice vzniká nová tenzorová veličina, tzv. Reynoldsovo napětí. Tím stoupá počet neznámých a jedná se o neurčitou úlohu. [26] [30]

Pro řešení tohoto problému je zavedena tzv. Boussinesquova hypotéza o turbulentní viskozitě. Turbulentní viskozita nezávisí na typu proudícího média, ale je funkcí proudění. Pro řešení turbulentní viskozity jsou zavedeny turbulentní modely. Turbulentní modely založené na Boussinesquově hypotéze řeší hodnotu turbulentní viskozity pomocí dodatkových rovnic. [26] [31]

5.2 Nastavení řešiče Fluent

Pro simulaci v této práci byl použit dvourovnicový model turbulence k-ε. Tento model se obecně používá pro řešení proudění s vysokými Reynoldsovými čísly a tam, kde se nepředpokládá odtržení proudu. Model turbulence k-ε se dobře chová v jádru proudu. Existují tři typy turbulentního modelu k-ε:

- standard k-ε
- RNG k-ε
- realizable k-ε

Hlavním rozdílem mezi typy turbulentního modelu k-ε je ve způsobu stanovení turbulentní viskozity a v podmínkách generování a zanikání rovnic pro ε. Pro simulaci proudění v hydraulické brzdě byl použitý turbulentní model *realizable k-ε*. Jedná se o nejnovější model, který díky jiné formulaci pro turbulentní viskozitu a transportní rovnici ε přináší lepší řešení pro proudění s velkým zakřiveným proudem, víry a rotací. Ve srovnání s ostatními modely k-ε se při výpočtech chová stabilněji. [26] [31]

K modelu k-ε bylo pro modelování proudění v blízkosti stěny, která je hlavním zdrojem turbulence použita stěnová funkce „*Non-Equilibrium Wall Functions*“, tedy nerovnovážné stěnové funkce.

Při proudění kapaliny brzdou se předpokládá vznik nestabilit, proto úloha byla řešena jako nestacionární.

Pro zahrnutí přenosu tepla při proudění kapaliny byly aktivovány energetické rovnice. Člen viskózní disipace v rovnici energie 5.3 popisuje vznik tepla vlivem viskózního tření v kapalině. Podle toho bylo nutné volit řešič řídicí řešení rovnic. Ve Fluentu jsou možné dva způsoby řešení rovnic a to metoda korekce tlaku (pressure-based solver) a metoda korekce hustoty (density-based solver). Metoda řešení založená na principu korekce tlaku však zanedbává vliv viskózního tření kapaliny, proto bylo nutné použít řešič na principu korekce hustoty, který člen viskózního tření ve výpočtu vždy zahrnuje. [30]

5.3 Použitý materiál

K provedení simulace bylo uvažováno se zahrnutím kontrolních objemů kapaliny i pevných částí.

Materiálem pro pevnou látku byla vybrána slitina, z které se obvykle vyrábí součásti pro hydraulickou brzdu [32]. Do programu Fluent bylo nutné nadefinovat hustotu, měrnou tepelnou kapacitu a tepelnou vodivost, viz Tab. 8.

Tab. 8: Fyzikální vlastnosti použité pevné látky [33]

Hustota	$\rho_{slitina} = 8030 \frac{kg}{m^3}$
Měrná tepelná kapacita	$c_{p_{slitina}} = 452 \frac{J}{kg \cdot K}$
Tepelná vodivost	$\lambda_{t_{c_{slitina}}} = 44,8 \frac{W}{m \cdot K}$

Materiálem pro kapalinu proudící brzdou byl zvolený olej typu Energo HLP používaný v hydraulické spojení, ze které se vycházelo při návrhu brzdy. K definování oleje jako použité kapaliny v programu Fluent byla ve vlastnostech materiálu definována hustota, měrná tepelná kapacita, tepelná vodivost a viskozita oleje. Z důvodu předpokládané změny teploty média vlivem viskózního členu v rovnici 5.3 byly pro kapalinu některé její vlastnosti nadefinovány v závislosti na teplotě. Podle [32] nemá změna měrné tepelné kapacity ani tepelné vodivosti vliv na výsledný brzdný moment. Tyto hodnoty byly proto definovány jako konstanty. Použité hodnoty měrné tepelné kapacity a tepelné vodivosti pro vybraný olej jsou uvedeny dříve v Tab. 3.

Změna hustoty a viskozity má vliv i na velikost brzdného momentu. Proto byly tyto veličiny definovány v závislosti na teplotě. Změny teploty byly uvažovány v rozmezí od 313,15 K (40°C) do 373,15 K (100°C)⁴. Ve Fluentu byly proměnné charakteristiky popsány pomocí uživatelské funkce UDF (User Defined Function).⁵

Program Fluent pracuje s dynamickou viskozitou. Pro stanovení průběhu dynamické viskozity v závislosti na teplotě bylo vycházeno z trendů uvedených ve [34]. Podle těchto grafů lze považovat závislost viskozity na teplotě za exponenciální funkci. Pro stanovení charakteristiky použitého oleje bylo tedy vycházeno z rovnice:

$$\mu = A \cdot e^{-Bt} \quad 5.5$$

kde A a B jsou konstanty. Pro stanovení konstant A a B bylo použito známých hodnot viskozity oleje pro 313,15 K a 373,15 K. Po vyjádření je výsledkem vztah:

$$\mu = \mu_{373,15} \left(\frac{\mu_{313,15}}{\mu_{373,15}} \right)^{\frac{373,15-T}{60}} \quad 5.6$$

kde hodnota dynamické viskozity oleje

$$\begin{aligned} \text{při } 313,15 \text{ K je} \quad \mu_{313,15} &= 0,018622 \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}^2} \\ \text{při } 373,15 \text{ K je} \quad \mu_{373,15} &= 0,017782 \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}^2}. \end{aligned}$$

Vztah pro změnu hustoty v závislosti na teplotě je odvozen ze změny objemové roztažnosti. Součinitel objemové roztažnosti $\beta[\text{K}^{-1}]$ je definovaný poměrem relativní změny objemu a změny teploty při konstantním tlaku

$$\beta = \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_{p=\text{konst}} \approx \frac{\Delta V}{V \cdot \Delta T} \quad 5.7$$

kde

$$\begin{aligned} \Delta V &\quad - \text{změna objemu } [\text{m}^3], \Delta V = V - V_0, \text{ kde } V_0 \text{ je počáteční objem} \\ \Delta T &\quad - \text{změna teploty } [\text{K}], \Delta T = T - T_0, \text{ kde } T_0 \text{ je počáteční teplota} \end{aligned}$$

⁴ V program Fluent byly použity jako výchozí jednotku teploty Kelvin.

⁵ Příklady, podle kterých byly sestaveny řídicí funkce, jsou uvedeny v [30].

Pak objem po zahřátí soustavy odpovídá vztahu:

$$V = V_0(1 + \beta \Delta T) \quad 5.8$$

Hustota po zahřátí soustavy:

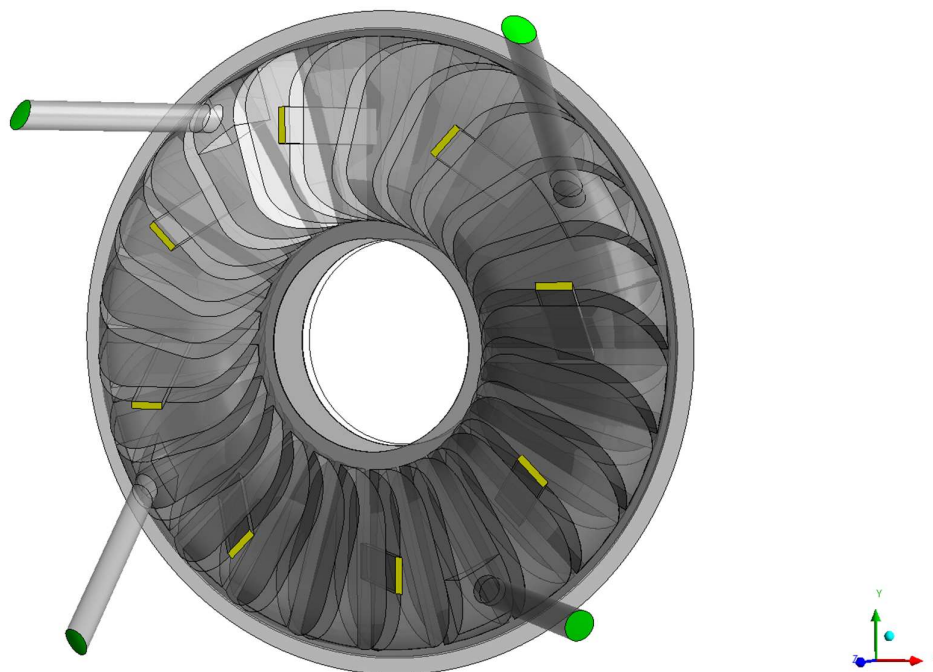
$$\rho = \frac{m_0}{V} = \frac{m_0}{V_0(1 + \beta \Delta T)} = \frac{\rho_0}{1 + \beta(T - T_0)} \quad 5.9$$

kde hodnota počáteční hustoty je při zvolené počáteční teplotě $T_0 = 313,15 \text{ K}$ definována jako $\rho_0 = 846,46 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$. Součinitel objemové roztažnosti byl zvolený $\beta = 0,8 \cdot 10^{-3} \frac{1}{\text{K}}$. [10]

5.4 Okrajové podmínky

Podmínky na vstupu

Pro řešení matematických modelů bylo nutné zadat vhodné okrajové podmínky úlohy. V prvním kroku byly vymezeny podmínky pro vstup kapaliny. Plochy, na kterých byla vstupní podmínka vymezena, byly definovány na oblasti satorové části kapaliny. Na Obr. 31 jsou plochy vyznačeny žlutou barvou. Obr. 31 zobrazuje vnější pohled na kapalinu satorového kola. Vtoková část kapaliny je umístěna skrze satorové lopatky, které nejsou na obrázku zobrazeny.



Obr. 31: Plochy okrajové podmínky vstupu (žlutá barva) a výstupu kapaliny (zelená barva)

Vstupní podmínka byla vybrána „velocity-inlet“. Hodnota rychlosti byla stanovena na základě objemu kapaliny uvnitř brzdy a času, za který kapalina z brzdy vyteče. Je-li uvažována částice kapaliny, pak bylo sledováno, za jakou dobu tato částice brzdou proteče od vtoku k výtoku. Výpočty byly nastaveny dvě různé rychlosti průtoku brzdou:

varianta	čas [s]	rychlost [m/s]
I	10	0,347
II	660	0,005

Rychlosti byly voleny pro naprosto odlišné situace. Při podmínce průtoku kapaliny brzdou za 10 s se jedná o poměrně rychlý průběh. Naopak čas 660 s nedochází téměř k výměně kapaliny. Dále jsou tyto simulace rozlišované podle varianty I a II.

Pro určení parametrů turbulence byla na vstupní podmínce zvolena kombinace intenzity turbulence a hydraulického rozměru. Tato varianta je vhodná pro kapalinu proudící v uzavřeném prostoru. Hodnota intenzity turbulence byla zvolena na 5 % a hydraulický rozměr byl definovaný užším rozměrem plochy na vtoku, který odpovídá rozměru 0,002 m.

Z důvodu zahrnutí energetické rovnice bylo nutné do okrajové podmínky na vstupu kapaliny zadat také hodnotu teploty. Na vstupu byla definována teplota 313,15 K.

Podmínky na výstupu

Pro zadání podmínky na výtok kapaliny z brzdy byly definovány plochy vyznačené zeleně na Obr. 31. Nejprve byla na výstupu zadána okrajová podmínka „*pressure-outlet*“ která definuje statický tlak prostředí, do kterého tekutina odchází. Hodnota tlaku byla zvolena na 10 kPa s ohledem na uvažovaný chladič, který by měl na výtok z brzdy následovat. Pro určení parametrů turbulence byla použita stejná kombinace podmínek, jako na vstupu, tedy intenzita turbulence a hydraulický rozměr. Jejich hodnoty odpovídaly parametrům zvoleným na vstupu.

Protože s kombinací těchto okrajových podmínek se úloze nedařilo konvergovat, byla podmínka na výtok kapaliny změněna na podmínku „*outflow*“. Tato podmínka se používá pro okrajové podmínky, kde nejsou známy podrobnosti o rychlosti proudění a tlaku [28].

Podmínky spojující sítě

Pro propojení jednotlivých sítí byly odpovídající si plochy spojeny podmínkou „*interface*“. Tato okrajová podmínka se používá pro spojení nekonformních sítí, to znamená sítí, kde uzly jednotlivých sítí na sebe nenavazují. Nezbytné je použití podmínky na rozhraní rotující a nerotující plochy. Aplikací okrajové podmínky „*interface*“ je přetékání z jedné sítě do druhé interpolačně rozděleno. [24]

Tvorba podmínky „*interface*“ nabízí možnost vytvoření spojené stěny vybráním možnosti „*Coupled Wall*“. Tato podmínka je vhodná pro modelování tepelně vodivé stěny mezi kapalinami. Byla proto použita na propojení částí kapalin. Při propojování pevné části a kapaliny vytváří program Fluent podmínku „*Coupled Wall*“ automaticky. [28]

Později se ukázalo, že zvolená přechodová podmínka „*Coupled Wall*“ na rozhraní kapalinových oblastí vytvářela neprůtočné zdi, díky kterým nedocházelo k ovlivňování stojící kapaliny ve statorové části a tedy ani k proudění kapaliny mezi oběžnými koly. Nově zadane přestupní podmínky byly definované bez dalších možností interface.

Jednotlivým oblastím byly přiděleny typy oblastí podle jejich účelu a to buď kapalina, nebo pevná látka. Kapalině představující rotující část a oběžnému kolu rotoru bylo potřeba zadat podmínku rotace. Byla vybrána podmínka typu „*Mesh Motion*“. Otáčky byly nastaveny na hodnotu $n = 2000 \text{ rpm}$. Stěnám ohraničující rotující oblasti byla nastavena relativní rotace vzhledem k přilehlé rotující oblasti.

Teplotní podmínky na stěnách

Při řešení energetických rovnic je nutné definovat teplotní podmínky také na stěnách. Na stěnách definovaných podmínkou „*Coupled Wall*“ je automaticky vybrána teplotní podmínka „*Coupled*“. Žádné další specifikace nejsou nutné, protože řešič dopočítává přenos tepla přímo z teplotního toku ze sousedících buněk. [28]

Na stěnách ohraničujících celou výpočetní oblast byla zvolena teplotní podmínka „*Convection*“. Tímto je definovaný přenos tepla prouděním. V případě hydrodynamické brzdy bylo uvažováno s prostředím obklopující skříně brzdy tvořené vzduchem. K této podmínce bylo nutné definovat součinitel přestupu tepla na základě uvažovaného prostředí. Pro přenos tepla prouděním podél vnějších stěn byla zvolena hodnota součinitele přestupu tepla na hodnotu $28 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$. [28] [32]

Stanovení časového kroku

Pro stanovení časového kroku bylo uvažováno s natočením rotující sítě o 1° na jeden časový krok. Tato podmínka byla stanovena na základě počtu buněk na vnějším obvodu sítě tak, aby nedocházelo k velkému posunu většího množství buněk. V opačném případě by mohlo docházet k divergenci úlohy. Při definované rychlosti rotujících částí je jedna otáčka provedena za 0,03 s. Délka časového kroku byla stanovena na 0,00008 s. Při každém časovém kroku bylo provedeno 20 iterací.

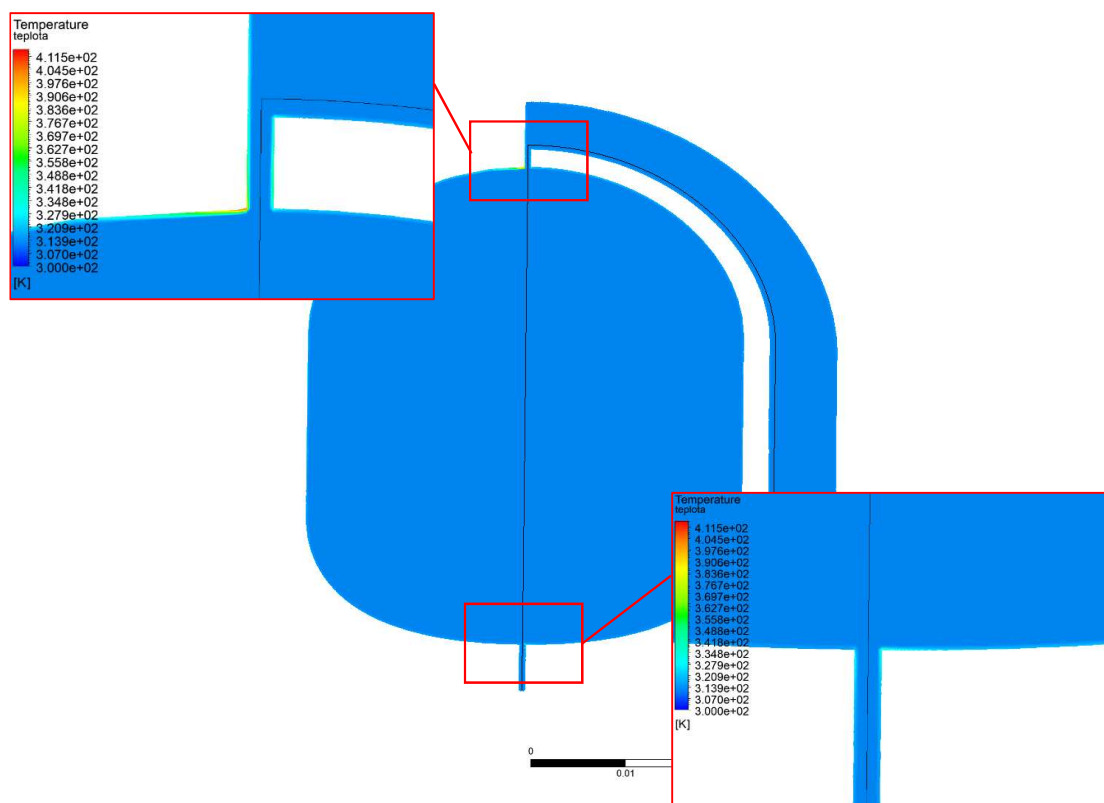
Snahou bylo úlohu spočítat v ideálním případě 2 otočení kola na první stupeň přesnosti a dalších 3-5 otočení kola při přepnutí na druhé řady přesnosti.

Vzhledem ke složitosti úlohy a k malému časovému kroku byla doba výpočtu několik dní i přes to, že pro zjednodušení byly z řešení úlohy odebrány oblasti představující pevné části. Snížil se tak počet ploch s okrajovou podmínkou „*interface*“. I přes to pro výpočet celkově 3 otáček bylo se stanoveným časovým krokem přibližně potřeba 4,5 dne.

6 Výsledky simulace

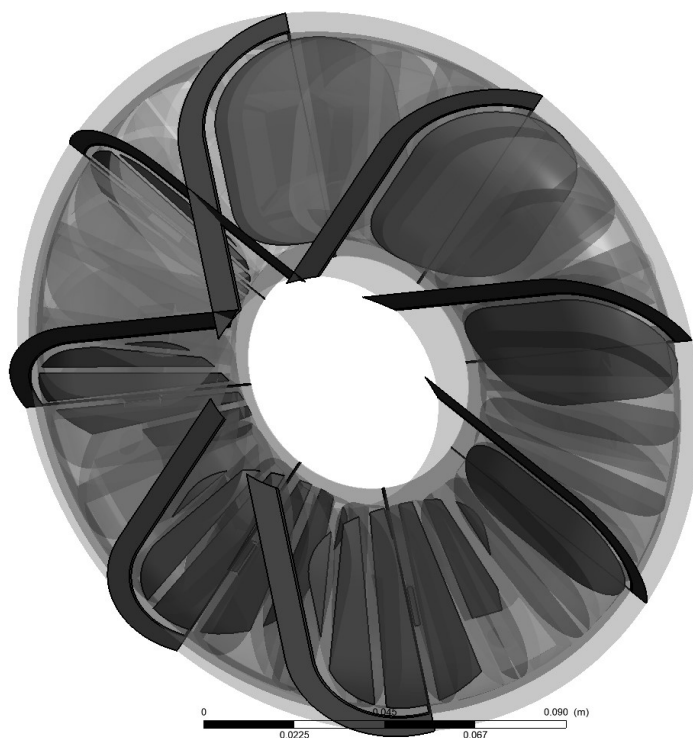
K nastavení výpočtu, při kterém se sledované výsledky residuí chovaly stabilně, došlo až na několikátý pokus. Z časových důvodů se pak podařilo spočítat úlohu pro čas, za který se oběžné kolo otočí pouze jednou. Získané výsledky jsou předvedeny v této kapitole.

Na Obr. 32 jsou zobrazeny kontury znázorňující teplotní pole pro variantu I. Je zde vidět, že nedochází k výraznému zahřívání kapaliny v celém jejím objemu. Vzestup teploty lze pozorovat v obou variantách simulace jen na hranicích kapaliny a pevného tělesa. Tedy v místě největšího působení viskózních sil. Hodnoty jsou v obou případech velice podobné, proto je zde uvedena jen jedna varianta. Na vykresleném řezu byla detekována dvě místa s výraznějším nárůstem teploty. Jedná se o místa, kde kapalina naráží do pevného tělesa při vstupu do oběžného kola. Kapalina má v těchto místech nejvyšší obvodovou rychlost, proto zde vznikají velké viskózní síly.

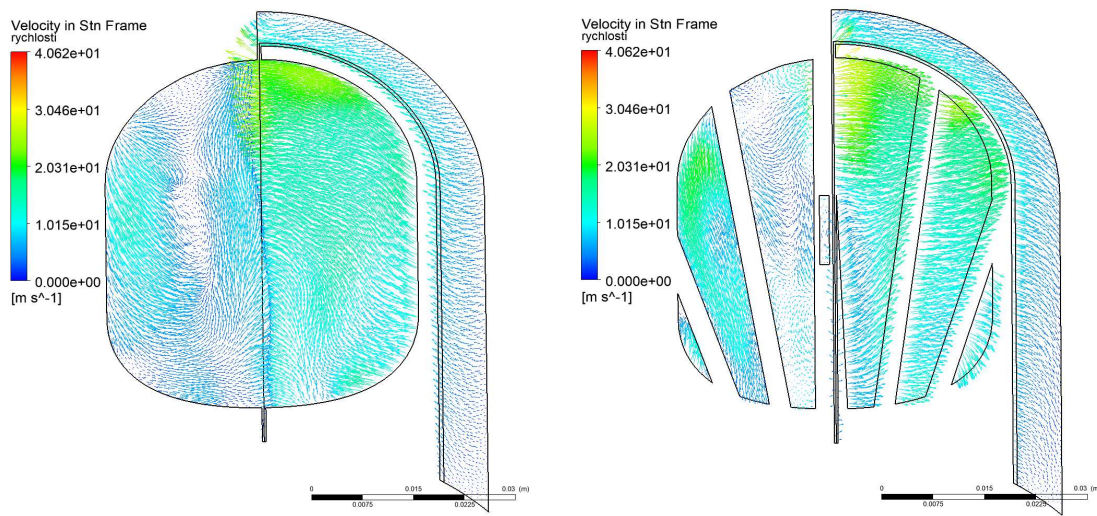


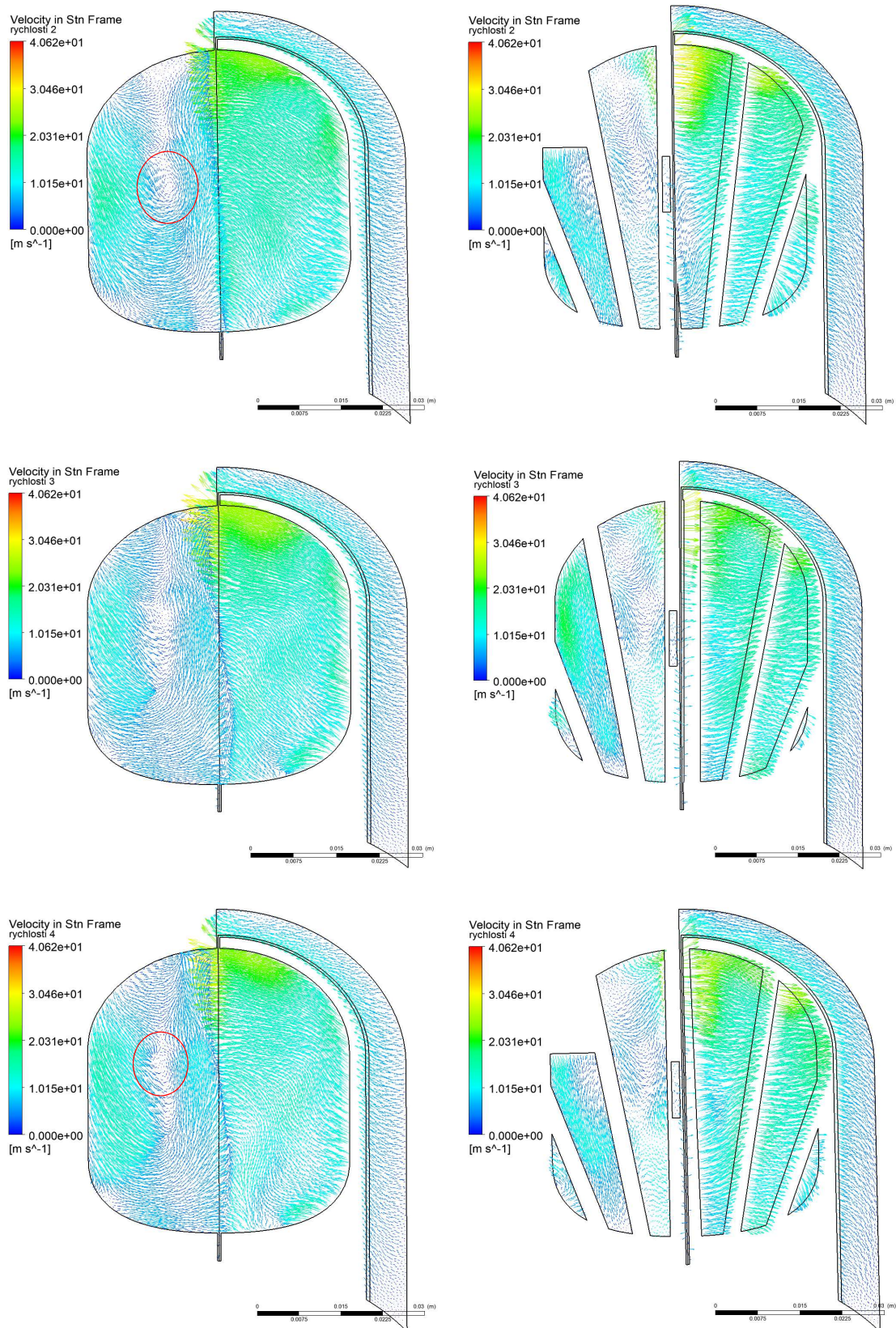
Obr. 32: Kontury teplotního pole řezu

Pro prozkoumání rychlostního pole bylo přes výpočetní oblast vytvořeno několik řezů zobrazených na Obr. 33. Vykreslená rychlostní pole v těchto řezech jsou uvedena následovně. V několika pohledech byly detekovány vzniklé víry, někde dokonce oblast s větším počtem vírů. První čtyři dvojice výřezů jsou zobrazeny pro variantu výpočtu I, následují čtyři dvojice řezů pro variantu výpočtu II.

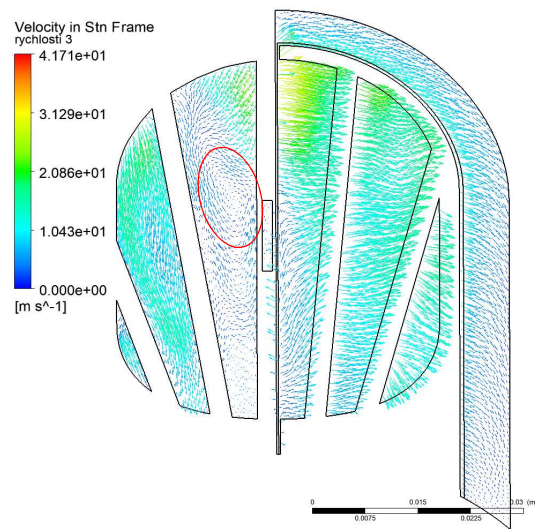
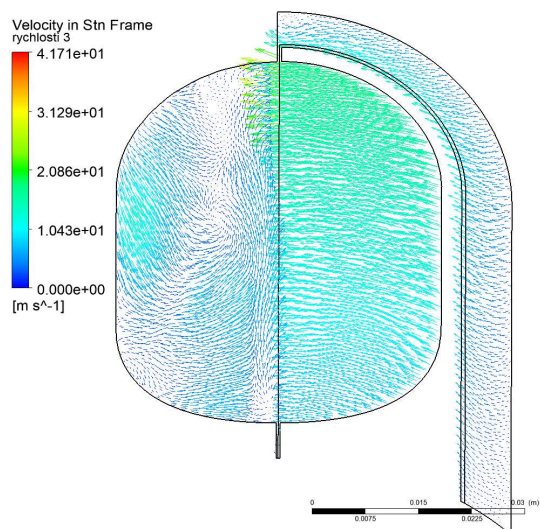
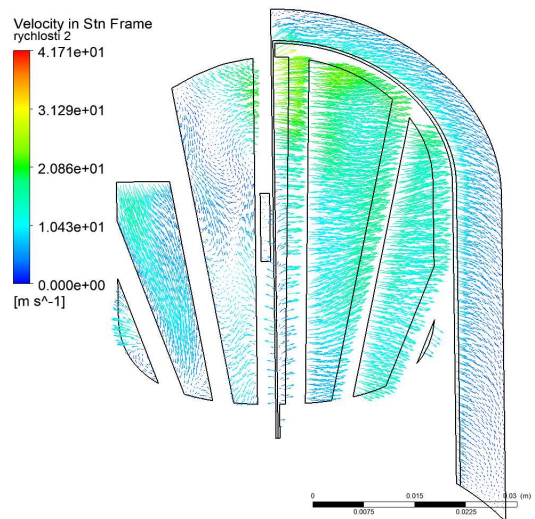
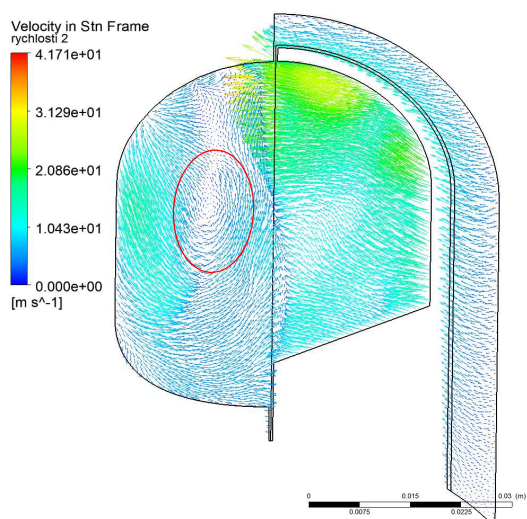
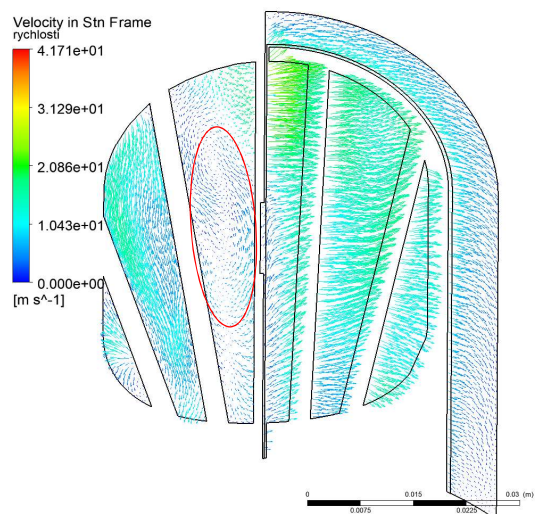
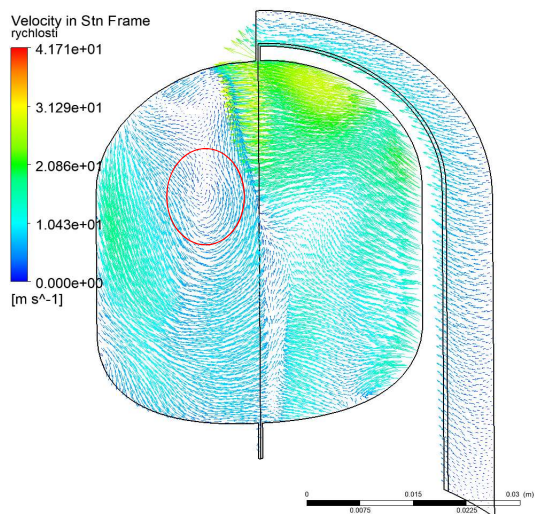


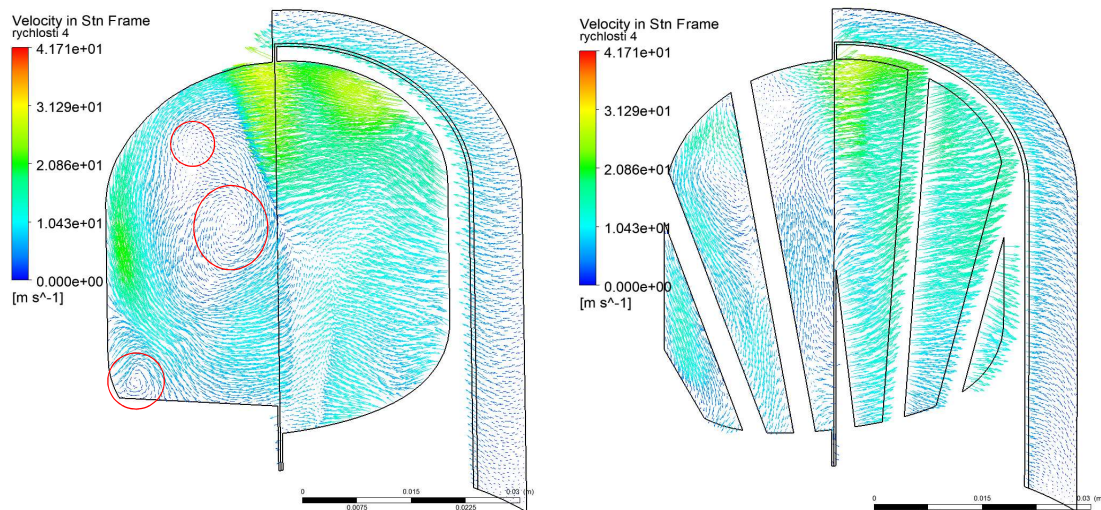
Obr. 33: Řezy na výpočetní oblasti pro zachycení rychlostního pole





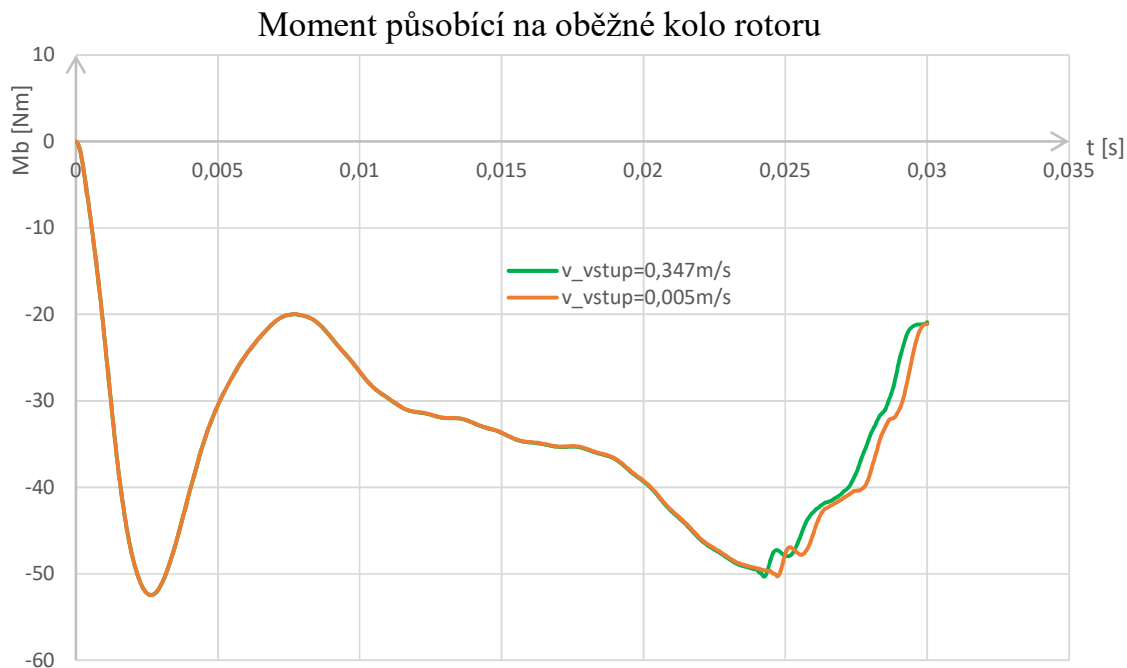
Obr. 34: Rychlostní pole v několika řezech pro variantu I





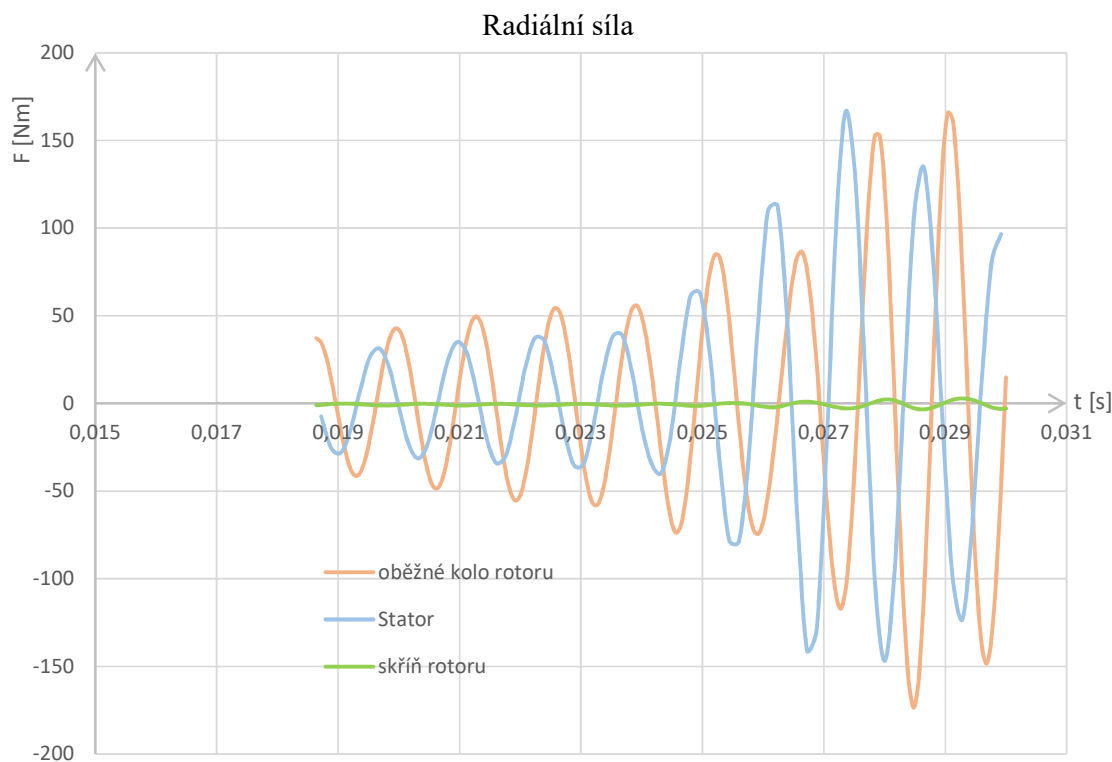
Obr. 35: Rychlostní pole v několika řezech pro variantu II

Na rotorové oběžné kolo byl nastaven monitor pro stanovení brzdného momentu. Zachycený průběh je zakreslený na Obr. 36. Pro porovnání byly vykresleny průběhy momentu v obou variantách simulace do jednoho grafu. Hodnoty momentu jsou záporné, což znamená, že se kolo otáčí opačným směrem, než kterým moment působí. Průběhy momentu v obou variantách jsou ze začátku naprosto identické, potom nastává odchýlení, po kterém pokračují ve stejném trendu. Z toho vyplývá, že proudění mezi rotorovým a statorovým kolem není závislé na velikosti vstupní rychlosti.



Obr. 36: Graf vykreslující vývoj momentu působící na oběžné kolo rotoru v čase

Pro sledování působení radiální síly byly nadefinovány monitory na plochy oběžné kola rotoru, skříň rotoru a na stator. Monitory byly dodány až v průběhu výpočtu. Z Obr. 37 lze pozorovat výrazné kmitání radiální síly působící na oběžném kolu rotoru a statoru. Momenty a síly jsou z hlediska konvergence nejnáročnější. Jelikož byla provedena simulace pouze pro velmi krátký časový úsek, není předpokládáno, že by se mohly hodnoty silových účinků blížit přijatelnému výsledku.



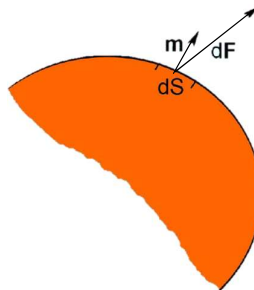
Obr. 37: Graf zachycující průběh radiální síly na pevné části brzdy

DISKUZE

Na oběžných kolech je 23 a 24 lopatek. Při tomto počtu je možné předpokládat, že v každém časovém okamžiku dochází k rozdílnému překrytí na všech kanálcích. To znamená jiné proudění v každém kanálku a tím i jiné proudění v oblasti mezní vrstvy. V důsledku toho se v každém kanálku mohou vyskytovat jiné síly, které budou působit na vnitřní plochu komůrky. Následkem toho bude ovlivňována velikost síly a momentu působící na oběžné kolo.

Elementární síla od kapaliny působící na těleso je podle Obr. 38 vyjádřena vztahem:

$$dF_i = \sigma_{ij} m_j dS \quad 1$$



Obr. 38: Síla působící na těleso, převzato z [35]

kde m_j je normála směrem od tělesa, σ_{ij} je tenzor napětí. Dále je zavedena normála ve směru od kapaliny $n_j = -m_j$. Pro vyjádření momentu je rovnice 1 vynásobena ramenem x_j . Výsledný moment, kterým působí kapalina na povrch tělesa, může být vyjádřený vztahem [35]:

$$M_i = \varepsilon_{ijk} \int_S x_j \sigma_{kl} m_l dS \quad 2$$

Tenzor napětí σ_{ij} (σ_{kl}) se skládá z vratné složky napětí a nevratné složky napětí. Nevratná složka napětí je vyjádřena dynamickou viskozitou a tenzorem rychlosti deformace. Z toho tedy vyplývá, že viskózní síly mají vliv na velikost momentu a velikost radiální síly. V každém kanálku tedy mohou vznikat v určitý časový okamžik jinačí hodnoty momentu a radiální síly. [37]

Kmitání síly a zároveň výkyvy momentu mohou být způsobené vlivem překrývání dvou mříží. Vlivem toho se kanálky neustále uzavírají a otevírají. Dochází také k plnění kanálků jiným tvarem proudového pole, které do kanálku vstupuje a tím i jinými hodnotami, které tvoří základ momentu. Děj je silně časově závislý. Proto by se v důsledku různých proudů mohl moment projevit průběhem, který je vykreslen na Obr. 36.

Pokud síly a momenty jsou vyvolány rychlostmi a viskózními silami z proudění mezi oběžnými koly, potom není důvod, aby síla na skříní rotoru, která se nachází mimo hlavní proudění kapaliny, byla příliš velká. Tomuto tvrzení také odpovídá průběh síly na skříní rotoru vyobrazené na Obr. 37.

Kapalina je při proudění posílána z rotující mříže do statické mříže a z ní zpátky na rotující kolo. Tím se dá předpokládat vznik mnoha oblastí, ve kterých bude detekován vír nebo zavíření, jak se také ukázalo i nalezením několika vzniklých vírů v řezech výpočetní domény. Oblast, ve které se vyskytuje řada vírů, je obecně na konvergenci obtížná. Pro řešení úlohy je potřeba delší konvergenční čas, než při v proudění bez vzniku vírů.

ZÁVĚR

Cílem práce bylo navrhnout hlavní pracovní část hydrodynamické brzdy. Hydrodynamická brzda vychází z principu hydraulické spojky. Pro účel simulace proudění kapaliny s uvažovaným tepelným tokem byl vytvořen zmenšený model brzdy z rozměrů a charakteristiky skutečné spojky. Model byl dále upraven podle požadavků pro CFD simulaci. Hlavní pozornost v první fázi řešení simulace byla dbána na jemnost sítě. Mezi oběžnými koly je úzká spára, která musela být vyplněna velmi malými kontrolními objemy pro co nejpřesnější zachycení rychlostního pole. Pozornost na jemnost sítě byla také dbána u stěn kapaliny z důvodu působení viskózních sil na hranici kapaliny.

Kvůli aktivování energetických rovnic bylo potřeba pro zahrnutí účinků viskózních sil použít řešič založený na metodě korekce hustoty. Kombinace těchto podmínek se chová málo stabilně, pro správné nastavení úlohy bylo proto potřeba vyzkoušet několik kombinací nastavení okrajových podmínek a řešení.

Výpočty byly provedeny celkem dva a to s rozdílnými velikostmi rychlosti na vstupu. Byly uvažovány dvě situace, v první variantě byla zvolena rychlost na vstupu taková, aby sledovaná částčka kapaliny protekla brzdou za 10 s. Druhá varianta uvažovala s časem, kdy částčka kapaliny v brzdě zůstane 660 s, tedy nedochází téměř k výměně kapaliny. Z průběhu momentů lze ale vyvodit, že velikost rychlosti na vstupu nemá žádný vliv na proudění mezi statorem a rotorovým kolem.

Z časových důvodů a náročnosti úlohy se podařilo napočítat jen velice krátký čas simulace. Za tento čas byly vytvořeny jen malé oblasti se změnou teploty. Z vykreslení vektorového pole v několika řezech lze však detekovat vznik vírů. Na základě toho je možné soudit, že se jedná o komplikovanou úlohu z důvodu velkého množství oblastí s nestabilitou a také díky zahrnutí energetických rovnic. Pro řešení takové úlohy by bylo potřeba mnohem delší konvergenční čas, než jaký byl původně zamýšlen.

Hodnoty momentů a sil nejspíš neodpovídají, navržená hodnota momentu je ale v rozsahu dosahovaných hodnot a úloha by se mohla k navržené hodnotě přiblížit.

Prioritou bylo vypočítat případ s energetickými rovnicemi. V dalším kroku by se dalo počítat s možností vyloučení těchto rovnic a výpočtu jen proudění.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] *ELUC: Elektronická učebnice* [online]. Olomouc: Olomoucký kraj, 2006 [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/>
- [2] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily. 1, Podvozky*. 4. vydání. Brno: Avid, spol. s r. o, 2012, 245 stran : ilustrace (převážně barevné). ISBN 978-80-87143-24-7.
- [3] PILÁRIK, Milan a Jiří PABST. *Automobily: pro obor vzdělání Automechanik*. 3., přeprac. vyd. Praha: Informatorium, 2014, 195 s. : il. ISBN 978-80-7333-100-9.
- [4] WINKLER, Christopher, James O'DAY a P FANCHER. UNITED STATES. *Retarders for heavy vehicles: phase II field evaluations* [online]. National Highway Traffic Safety Administration ;--National Technical Information Service, 1982 [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/2027/ien.35556021222088>
- [5] Exhaust brakes: How do they work and what benefits do they bring?. *Pacbrake* [online]. 2019 [cit. 2019-02-02]. Dostupné z: <https://pacbrake.com/exhaust-brakes-work-benefits-bring/>
- [6] Voith retarders. *VOITH* [online]. Appleton: Voith GmbH & Co. KGaA, 2018 [cit. 2019-02-04]. Dostupné z: <http://voith.com/corp-en/braking-systems/retarders-trucks.html?undefined%5B%5D=0>
- [7] ZHANG, Wei. Effects of blade lean angle on a hydraulic retarder. *Advances in Mechanical Engineering*. 2016, **8**(5), 1-9. DOI: 10.1177/1687814016648056. ISSN 1687-8140. Dostupné také z: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/1687814016648056>
- [8] Voith Retarder Animation - Function Retarder VR123+ and VR119. In: *YouTube* [online]. San Bruno: YouTube, 2019 [cit. 2019-02-04]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=bXai8z99IUg>
- [9] PESGENS, Michiel. *Modelling of the ZF-Intarder for HIL simulations*. Eindhoven, 2002. Master's thesis. Eindhoven University of Technology.
- [10] *Oleje.cz: Svět maziv* [online]. Brno: Ekolube, s. r. o., 2019 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.oleje.cz/>
- [11] LEI, Yulong, Pengxiang SONG, Hongpeng ZHENG, Yao FU, Xingzhong LI a Bin SONG. Application of fuzzy logic in constant speed control of hydraulic retarder. *Advances in Mechanical Engineering*. 2017, **9**(2). DOI: 10.1177/1687814017690956. ISSN 1687-8140. Dostupné také z: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/1687814017690956>
- [12] WOLF, Mauricio. *Hydraulické spojky a měniče*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1965, 325 s.
- [13] Převodovky 1. *Autodíly Mjauto* [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-04-19]. Dostupné z: <http://www.mjauto.cz/prevodovky-1>

- [14] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily. (2), Převody*. 4. vydá Brno: Nakladatelství Avid, spol. s r. o., Brno, 2014, 155 stran : barevné ilustrace. ISBN 978-80-87143-32-2.
- [15] WESTCAR S.R.L.: *Fluid and flexible coupling manufacturing leader* [online]. Milano: Westcar S.r.l., 2019 [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <http://www.westcar.it/>
- [16] WESTCAR.IT, . *Characteristic of fluid coupling* [elektronická pošta]. 16. 1. 2019 12:29. Message to: ryskova.marie@gmail.com, b.r. [cit. 2019-04-15].
- [17] Oleje pro hydrostatické hydraulické systémy. *Hi-oil* [online]. Brno: E-commerce PRO 4.0, 2019 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.eshop-hi-oil.cz/page/oleje-pro-hydrostaticke-hydraulicke-syst/17>
- [18] Energho HLP. *Salube: delivering with passion* [online]. Germiston: SA Lube, 2017 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <http://www.salube.net/downloads/tds/energol-hlp-46.pdf>
- [19] Valivé trení. *Techmania: Science Center* [online]. Plzeň: Techmania Science Center, 20 [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://edu.techmania.cz/cs/encyklopedie/fyzika/sila/odporove-sily/valive-treni>
- [20] Volvo 9700. *Volvo Buses* [online]. Göteborg: AB Volvo, 2019 [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.volvobuses.us/en-us/our-offering/coaches/volvo-9700-uscan/specifications.html>
- [21] Rolling friction and rolling resistance. *Energia Zero* [online]. Energia zero, 2017 [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: http://www.energiazero.org/risparmio_energetico/rolling%20friction%20and%20rolling%20resistance.pdf
- [22] MIKULČÁK, Jiří. *Matematické, fyzikální a chemické tabulky a vzorce pro střední školy*. 1. dopl. vyd. Praha: Prometheus, 2003. ISBN 978-80-7196-264-9.
- [23] KLAS, Roman. *Tekutinové mechanismy [přednáška]*. Brno, 2017.
- [24] ŠTEFAN, David. *Hydraulické ztráty v potrubí*. Brno, 2009. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Pavel Rudolf, PhD.
- [25] KOZUBKOVÁ, Milada. *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX*. 2008. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2008. ISBN 978-80-248-1913-6.
- [26] RUDOLF, Pavel. *Výpočtové modelování proudění [přednáška]*. Brno, 2017.
- [27] Mesh Quality. *ENEA NEPTUNIUS* [online]. Řím: cresco, 2009 [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/ug/node167.htm>
- [28] CFD: Computational Fluid Dynamics. *SimScale* [online]. Mnichov: SimScale, 2019 [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: <https://www.simscale.com/docs/content/simwiki/cfd/whatis CFD.html>

- [29] FLUENT přednášky: Základní rovnice, Diskretizace, Řešiče, Konvergence, Relaxace. *Ústav energetiky Fakulty strojní ČVUT* [online]. Praha: Ústav energetiky ČVUT, 2019 [c 2019-05-18]. Dostupné z: http://energetika.cvut.cz/wp-content/uploads/2018/06/FLUENT_prednaska-2-Zacha-LS-2014.pdf
- [30] FLUENT 6.3 Documentation. *Sharcnet* [online]. London: SHARCNet, 2016 [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/index.htm?fbclid=IwAR02wfEEpxcih4Ab2DXHSRctQwjBcV0nbe5T4NQDkhq2cHDnryvmctU12iw>
- [31] VLČEK, Petr. Modelování turbulentního proudění. In: MORAVEC, Jiří. *Procesní technika 2013* [online]. 1. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2013 [cit. 2019-05-18]. ISBN 978-80-01-05285-3. Dostupné z: <http://chps.fsid.cvut.cz/pt/2013/pdf/3509.pdf>
- [32] CHUNBAO, Liu, Bu WEIYANG a Wang TONGJIAN. Numerical investigation on effect of thermophysical properties on fluid flow in hydraulic retarder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2017, **114**, 1146-1158. Dostupné také z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931017315454?via%3Dihub>
- [33] AISI 5140 (ASTM A505). *Efunda* [online]. Sunnyvale: eFunda, 2019 [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: http://www.efunda.com/materials/alloys/alloy_home/show_alloy_found.cfm?ID=AISI_5140&show_prop=all&Page_Title=%20Metal%20Alloys%20Keyword%20Search%20Results&Cross_Name=ASTM%20A505&fbclid=IwAR3DaZlFrr_37kDDr3b4kvttbbi1qdAgNF_Byeo7dBXBeSb9kgogv3wcclw
- [34] Viscosity of Engine Oil. *Anton Paar Wiki* [online]. Graz: Anton Paar GmbH, 2019 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://wiki.anton-paar.com/en/engine-oil/>
- [35] CFD ANSYS Tutorial - Heat Transfer Analysis, convection and conduction | FLUENT . *YouTube.com* [online]. San Bruno: YouTube, LLC, 2019 [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=9tKLL7P5_t4
- [36] FIALOVÁ, Simona. *Fluidní inženýrství [cvičení]*. Brno, 2016.
- [37] ŠMÍD, Pavel. *Optimalizace vířivého čerpadla*. Brno, 2012. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Prof. Ing. František Pochylý, CSc.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
e	skluz	[-]
n	otáčky	[min ⁻¹]
i	převodový poměr	[-]
P	výkon	[W]
M	moment	[Nm]
η	účinnost	[-]
$M_{\check{c}}$	moment v čerpadle	[Nm]
ρ	hustota	[kg/m ³]
Q	průtok	[m ³ /s]
r	poloměr	[m]
c_u	unášivá složka rychlosti	[m/s]
$P_{\check{c}}$	výkon v čerpadle	[W]
u	unášivá rychlost	[m/s]
P_T	výkon v turbíně	[W]
ω	radiální rychlost	[rad/s]
c	absolutní rychlost	[m/s]
P_{ρ}	výkon ztracený vnitřním kapalinovým třením	[W]
Y	měrná energie kapaliny	[J/kg]
λ^*	koeficient kapalinového tření	[-]
w	střední relativní rychlost kapaliny	[m/s]
u^*	jmenovitá unášivá rychlost	[m/s]
h_s	ztrátová výška	[m]
$w_s = (\bar{v}_2 - \bar{v}_1)$	rázová rychlost	[m/s]
$P_{s_{teor}}$	teoretický ztrátový výkon	[W]
P_S	ztrátový výkon	[W]
κ	rázový faktor	[-]
w	relativní rychlost	[m/s]
Q_m	hmotnostní průtok	[kg/s]
A	meridiánový průřez	[m ²]
σ	koeficient zmenšení průřezu	[-]
ζ_b	poměr šířky kanálu a poloměru na výstupu z čerpadla	[-]
n^*	jmenovité otáčky	[min ⁻¹]
D_e	vnější průměr profilu kanálu v meridiánovém řezu	[m]
b	šířka kanálu	[m]
λ	momentový součinitel	[-]
M_1	maximálně dosažitelný moment na spojce	[Nm]
ν	kinetická viskozita	[m ² /s]
c_p	měrná tepelná kapacita	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
λ_{tc}	tepelná vodivost	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]

v	rychlost	[m/s]
s	dráha	[m]
m	hmotnost	[kg]
G	gravitační síla	[N]
F_v	síla od valivého odporu	[N]
F_o	odporová síla	[N]
F_b	brzdná síla	[N]
ξ	rameno valivého odporu	[m]
α	úhel	[°]
r_p	poloměr pneumatiky	[m]
R	reakční síla	[N]
C_d	odporový součinitel	[-]
S	plocha	[m ²]
ρ_{vzduch}	hustota vzduchu	[kg/m ³]
M_b	brzdný moment	[Nm]
i_0	převodový poměr mezi hřídelí brzdy a pneumatikami	[-]
η_m	účinnost mezi brzdou a pneumatikami	[%]
t	čas	[s]
a	zrychlení	[m/s ²]
M_{b2}	brzdý moment na modelu brzdy	[Nm]
Π_{ij}	nevratná složka tenzoru napětí	[Pa]
p	tlak	[Pa]
g	gravitační zrychlení	[m/s ²]
E	energie	[J]
h	měrná entalpie	[J/kg]
k_{eff}	součinitel efektivní vodivosti	[-]
T	teplota	[K]
J	difúzní tok	[kg·m ⁻² ·s ⁻¹]
$\tau_{eff\,ij}$	tenzor efektivního tření	[Pa]
μ	dynamická viskozita	[Pa·s]
β	součinitel objemové roztažnosti	[K ⁻¹]
V	objem	[m ³]
L	výška	[m]
λ_z	součinitel tření	[-]
ξ_z	délkový součinitel	[-]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
κ	Poissonova konstanta	[-]
σ_{ij}	Tenzor nevratných napětí	[-]